



**UNIVERSITAS DIPONEGORO**

**PERFORMA MESIN DIESEL DENGAN SISTEM *VENTURI*  
*SCRUBBER - EGR (EXHAUST GAS RECIRCULATION)***

**TUGAS AKHIR**

**HARNATAL SIMANJUNTAK**

**L2E 308 016**

**FAKULTAS TEKNIK**

**JURUSAN TEKNIK MESIN**

**SEMARANG**

**2011**

## TUGAS SARJANA

Diberikan kepada : Nama : Harnatal Simanjuntak

NIM : L2E 308 016

Dosen Pembimbing: Dr. Syaiful ST, MT

Jangka Waktu : 10 (Sepuluh) bulan

Judul : **PERFORMA MESIN DIESEL DENGAN SISTEM VENTURI  
SCRUBBER-EGR (EXHAUST GAS RECIRCULATION)**

Isi Tugas : Menganalisa performa mesin diesel setelah menggunakan *Venturi  
Scrubber-EGR (Exhaust Gas Recirculation)*

1. Menentukan daya (P)
2. Menentukan tekanan efektif rata-rata (BMEP)
3. Menentukan perbandingan bahan bakar udara ( $\phi$ )
4. Menentukan konsumsi bahan bakar (Q)
5. Menentukan efisiensi bahan bakar ( $\eta_f$ )
6. Menentukan efisiensi volumetrik ( $\eta_v$ )

.

Semarang, Juni 2011

Dosen Pembimbing

Dr. Syaiful ST, MT  
NIP. 197403081999031005

## **HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS**

**Tugas Akhir ini adalah hasil karya saya sendiri,  
dan semua sumber baik yang dikutip maupun yang dirujuk  
telah saya nyatakan dengan benar.**

NAMA : Harnatal Simanjuntak

NIM : L2E 308 016

Tanda Tangan :

Tanggal : 28 Juni 2011

## HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini diajukan oleh :

NAMA : Harnatal Simanjuntak  
NIM : L2E 308 016  
Jurusan/Program Studi : Teknik Mesin  
Judul Skripsi : Performa Mesin Diesel dengan Sistem *Venturi Scrubber-EGR*  
(*Exhaust Gas Recirculation*)

**Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro.**

## TIM PENGUJI

Pembimbing : Dr. Syaiful, ST, MT ( ..... )  
Penguji : Ir. Bambang Yudianto, MSc ( ..... )  
Penguji : Dr. Jamari, ST, MT ( ..... )  
Penguji : Dr. Ir. Toni Prahasto ( ..... )

Semarang, Juni 2011

Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Dipl.Ing. Ir. Berkah Fadjar TK  
NIP. 195907221987031003

## **HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

---

Sebagai sivitas akademika Universitas Diponegoro, saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Harnatal Simanjuntak  
NIM : L2E 308 016  
Jurusan/Program Studi : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik  
Jenis Karya : Tugas Akhir

demikian pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Diponegoro **Hak Bebas Royalti Noneksklusif** (*None-exclusive Royalty Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**“Performa Mesin Diesel dengan Sistem Venturi Scrubber-EGR (*Exhaust Gas Recirculation*)”**

berserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Diponegoro berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan Bp. Syaiful, ST, MT, PhD sebagai pencipta dan pemilik Hak Cipta serta nama saya sebagai penulis.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Semarang  
Pada Tanggal : 28 Juni 2011

Yang menyatakan

( Harnatal Simanjuntak )

## MOTTO DAN PERSEMBAHAN

*“Imanku hanya untuk-MU so hidup dan matiku, aku serahkan hanya dalam kuasa tangan-MU”*

*“Sebaik apapun orang lain terhadapku, tetap orang tuaku tercinta yang nomer satu”*

*“Hidup bukan untuk masa lalu tapi untuk masa kini dan masa yang akan datang”*

*Puji syukur saya panjatkan pada Tuhan Yesus Kristus  
Secara khusus kupersembahkan Tugas Akhir ini kepada :  
Ibu dan Bapak tercinta atas do'a, dukungan dan keringatnya  
Kakak, adik dan kekasihku tercinta*

## ABSTRAK

Mesin diesel dikenal sebagai jenis motor bakar yang mempunyai efisiensi tinggi. Penggunaan *EGR* pada mesin diesel digunakan untuk meningkatkan performa, menurunkan konsumsi bahan bakar. hal ini berarti berkurangnya penggunaan minyak bumi. *EGR* merupakan sirkulasi sebagian gas buang kembali masuk ke dalam silinder mesin. pada penelitian ini, gas buang yang disirkulasikan dan didinginkan dengan menggunakan *venturi scrubber* yang disebut dengan *cold EGR*. Dalam hal ini, gas buang sebelum masuk kembali ke ruang bakar, temperaturnya diturunkan menjadi temperatur  $37^{\circ}\text{C}$ ,  $40^{\circ}\text{C}$ ,  $50^{\circ}\text{C}$  dan  $60^{\circ}\text{C}$ . Pengujian ini dilakukan dengan beberapa variasi, yaitu variasi beban, rpm, % *EGR* dan temperatur. Dengan melakukan pengujian tersebut nantinya didapatkan performa mesin diesel dengan menggunakan *cold EGR*. Untuk daya, BMEP, dan  $\phi$  tidak terlihat adanya peningkatan dan penurunan yang signifikan dengan adanya *cold EGR*. Yang mempengaruhi nilai tersebut adalah peningkatan beban dan peningkatan rpm. Dengan menggunakan *cold EGR*, nilai konsumsi bahan bakar turun, efisiensi bahan bakar meningkat, dan efisiensi volumetrik turun dibandingkan tanpa menggunakan *cold EGR*.

Kata kunci : Performa mesin diesel, Sistem *venturi scrubber-EGR*, *Cold EGR*

## ABSTRACT

*Diesel engine is the main movement system that used for transportation system and stationer movement. Diesel engine know as a type of motor fuel that high efficiency. The use of EGR in diesel engine used to improve performance, reduce fuel cosumption. This means reduced use of petroleum. EGR is exhaust gas re-circulation partial into the engine cylinder. In this experiment, circulated flue gas is cooled by using venturi scrubber as cold EGR. In this case,the fuel gas before re-entering the combustion chamber, its temperature is reduced temperatures ranging from 37 °C, 40 °C, 50 °C and 60 °C. The experiment is down with some variation,are variation of the load, rpm, % EGR and temperature. By testing the performance of diesel will be obtained by using cold EGR. For Power (P), BMEP (kPa), and  $\phi$  are not seen an increase and a significant reduction in the presence of cold EGR. Which affect the value of these are the increased load and increased rpm. By using cold EGR, fuel consumption value is down, fuel efficiency is increase and decrease the volumetric efficiency would be decrease if compared with not cold EGR.*

*Key word: recirculation, cold EGR, engine performance.*



## KATA PENGANTAR

Segala puji syukur senantiasa penulis panjatkan kepada Tuhan Yesus Kristus, karena berkat rahmat-Nya, penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan judul **“PERFORMA MESIN DIESEL DENGAN SISTEM VENTURI SCRUBBER-EGR (EXHAUST GAS RECIRCULATION)”**. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus dipenuhi pada program strata satu (S1) di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro Semarang.

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan banyak terima kasih atas bimbingan, bantuan, serta dukungan kepada :

1. Dr. Syaiful ST, MT, selaku Dosen Pembimbing
2. Subroto, Amd, selaku teknisi Laboratorium Thermofluid Teknik Mesin Undip yang telah banyak membantu.
3. Kedua orang tua tercinta, kakak, adik dan kekasih tersayang atas doa, perhatian serta dorongannya selama ini.
4. Saudara Ateng Arvian “Yudhi” yang sudi menemani saya hingga larut pagi dalam mengolah data
5. Teman-teman satu perjuangan Tugas Sarjana EGR dan Teman-teman ekstensi D3’08.
6. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Dalam penulisan tugas akhir ini penulis menyadari banyak kekurangan. Oleh karena itu segala kritik yang bersifat membangun akan diterima dengan senang hati untuk kemajuan bersama. Akhir kata penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat kepada siapa saja yang membutuhkan data maupun referensi yang ada dalam laporan ini.

Terima kasih.

Semarang, Juni 2011

Penulis

## DAFTAR SIMBOL

$A$	<i>area</i> , m <sup>2</sup>
$b$	jarak lengan torsi, m
$b_{mep}$	tekanan efektif rata-rata, kPa
$Q$	konsumsi bahan, ml/s
$B\&L$	Diameter langkah, mm
$D$	diameter, m
$F$	gaya, N
$\dot{m}$	laju aliran massa, kg/s
$n_R$	jumlah putaran engkol untuk setiap langkah kerja
$N$	putaran mesin, rpm
$P$	daya, Kw
$P$	tekanan, Pa
$P_1-P_2$	beda tekanan pada orifice meter
$T$	temperatur, K
$T$	torsi, Nm
$t$	waktu, s
$V$	volume, ml
$V$	gas <i>velocity</i> , m/s
$V_d$	Volume silinder, dm <sup>3</sup>
$Q_{HV}$	harga panas dari bahan bakar, kj/kg
$\beta$	$D_2/D_1$
$\rho$	densitas, kg/m <sup>3</sup>
$\phi$	FAR relatif
$\eta_f$	efisiensi dari kerja mesin
$\eta_v$	efisiensi volumetrik

## DAFTAR ISI

<b>JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>TUGAS SARJANA.....</b>	<b>ii</b>
<b>HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS .....</b>	<b>iii</b>
<b>HALAMAN PENGESAHAN.....</b>	<b>iv</b>
<b>HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....</b>	<b>v</b>
<b>HALAMAN PERSEMBAHAN .....</b>	<b>vi</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>vii</b>
<b><i>ABSTRACT</i> .....</b>	<b>viii</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR SIMBOL .....</b>	<b>x</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xiv</b>
<b>DAFTARTABEL.....</b>	<b>xviii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	2
1.2 Tujuan Penulisan.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Metodologi Penelitian .....	2
1.5 Sistematika Penulisan .....	3
<b>BAB II DASAR TEORI .....</b>	<b>5</b>
2.1 Mesin Diesel .....	5
2.1.1 Siklus Diesel (Diesel Tekanan Tetap) .....	6
2.1.2 Siklus Aktual Motor Diesel .....	8
2.1.3 Bahan Bakar Diesel .....	9

2.2	Teori Pembakaran .....	12
2.2.1	Jenis Pembakaran.....	14
2.3	Parameter Prestasi Mesin .....	15
2.3.1	Torsi dan Daya Pengereman .....	15
2.3.2	Tekanan Efektif Rata-Rata.....	17
2.3.3	Perbandingan Udara Bahan Bakar (FAR).....	18
2.3.4	Konsumsi Bahan Bakar (Q) .....	19
2.3.5	Efisiensi Bahan Bakar ( $\eta_f$ ).....	19
2.3.6	Efisiensi Volumetrik ( $\eta_v$ ) .....	20
2.4	Exhaust Gas Recirculating (EGR) .....	21
2.4.1	Klasifikasi EGR .....	23
2.5	Jenis-jenis <i>Venturi Scrubber</i> .....	23
2.6	<i>Orifice Plate Flowmeter</i> .....	24

### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....** 28

3.1	Diagram Alir Metodologi Penelitian.....	28
3.2	Deskripsi Alat-Alat Uji .....	29
3.2.1	Mesin Uji.....	30
3.2.2	Alat Uji Gas Buang .....	32
3.2.3	<i>Smoke Analysis Chamber</i> .....	33
3.2.4	Buret.....	34
3.2.5	<i>Stopwatch</i> .....	35
3.2.6	<i>Thermokopel</i> .....	35
3.2.7	Dinamometer.....	36
3.2.8	<i>Proximity Sensor</i> .....	38
3.2.9	<i>Thermostat</i> .....	39
3.2.10	<i>Orifice Plat Flowmeter</i> .....	39
3.2.11	<i>Heater</i> .....	40
3.2.12	<i>Venturi Scrubber</i> .....	41

3.3	Kalibrasi Alat Uji .....	42
3.4	Prosedur Pengujian .....	45
3.4.1	Persiapan Pengujian .....	45
3.4.2	Pengujian Kalori Bahan Bakar.....	46
3.5	Variabel dan Langkah Pengujian .....	46
3.6	Parameter Pengujian.....	47
3.6.1	Langkah Pengujian.....	47
3.7	Metode Perhitungan .....	51
3.7.1	Perhitungan Daya.....	51
3.7.2	Konsumsi Bahan Bakar.....	52
3.7.3	Kecepatan Udara .....	52
3.7.3.1	.....Konsu	
	msi Udara .....	52
3.7.4	Perhitungan FAR.....	53
3.7.5	Efisiensi Bahan Bakar.....	53
3.7.6	Efisiensi Volumetrik.....	53
<b>BAB IV</b>	<b>DATA DAN ANALISA HASIL PENGUJIAN .....</b>	<b>54</b>
4.1	Data Hasil Pengujian.....	54
4.1.1	Data Hasil Pengujian Daya (P) .....	54
4.1.2	Data Hasil Pengujian BMEP.....	57
4.1.3	Data Hasil Pengujian $\phi$ .....	61
4.1.4	Data Hasil Pengujian Konsumsi Bahan Bakar (Q) .....	66
4.1.5	Data Hasil Pengujian $\eta_f$ .....	68
4.1.6	Data Hasil Pengujian $\eta_v$ .....	72
<b>BAB V</b>	<b>KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>76</b>
5.1	Kesimpulan .....	76
5.2	Saran.....	79

DAFTAR PUSTAKA .....	80
LAMPIRAN	

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	Siklus diesel diagaram P-V.....	6
<b>Gambar 2.2</b>	Siklus motor disel 4 langka.....	8
<b>Gambar 2.3</b>	Siklus aktual motor disel 4 langkah.....	8
<b>Gambar 2.4</b>	Proses pembakaran mesin disel.....	12
<b>Gambar 2.5</b>	Skema sistem penyaluran bahan bakar sampai menjadi gas buang.....	13
<b>Gambar 2.6</b>	Prinsip kerja dinamometer.....	17
<b>Gambar 2.7</b>	Jenis <i>venturi scrubber</i> .....	23
<b>Gambar 2.8</b>	Kecepatan dan profil pada orifice plate flowmeter .....	25
<b>Gambar 2.9</b>	Berbagai tipe tapping pada orifice plate flowmeter .....	27
<b>Gambar 3.1</b>	Diagram alir metodologi penelitian.....	28
<b>Gambar 3.2</b>	Deskripsi alat-alat uji.....	29
<b>Gambar 3.3</b>	Mesin uji.....	30
<b>Gambar 3.4</b>	Alat uji gas buang.....	32
<b>Gambar 3.5</b>	<i>Smoke analysis chamber</i> .....	33
<b>Gambar 3.6</b>	Buret .....	34
<b>Gambar 3.7</b>	<i>Stopwatch</i> .....	35
<b>Gambar 3.8</b>	Termokopel tipe K.....	35
<b>Gambar 3.9</b>	Dinamometer .....	36
<b>Gambar 3.10</b>	<i>Display load</i> .....	37
<b>Gambar 3.11</b>	<i>Proximity sensor</i> .....	38
<b>Gambar 3.12</b>	<i>Display proximity sensor</i> .....	38
<b>Gambar 3.13</b>	<i>Thermostat autonic</i> .....	39
<b>Gambar 3.14</b>	<i>Orifice plate</i>	
<b>Gambar 3.15</b>	<i>Heater</i> .....	40
<b>Gambar 3.15</b>	Dimensi <i>venturi scrubber</i> .....	41

<b>Gambar 4.1</b>	Grafik hubungan daya (P) dan variasi % EGR pada variasi beban 25% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	54
<b>Gambar 4.2</b>	Grafik hubungan daya (P) dan variasi % EGR pada variasi beban 50% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ ..	55
<b>Gambar 4.3.</b>	Grafik hubungan daya (P) dan variasi % EGR pada variasi beban 75% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ ..	55
<b>Gambar 4.4</b>	Grafik hubungan daya (P) dan variasi % EGR pada variasi beban 100% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	56
<b>Gambar 4.5</b>	Grafik hubungan antara daya (P) dan % <i>load</i> untuk variasi % EGR dengan (N) 2500rpm $T_3$ dan temperatur $T_3$ 60 °C.....	56
<b>Gambar 4.6</b>	Grafik hubungan BMEP (kPa) dan variasi % EGR pada variasi beban 25% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	58
<b>Gambar 4.7</b>	Grafik hubungan BMEP (kPa) dan variasi % EGR pada variasi beban 50% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	59
<b>Gambar 4.8</b>	Grafik hubungan BMEP (kPa) dan variasi % EGR pada variasi beban 75% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	59
<b>Gambar 4.9</b>	Grafik hubungan BMEP (kPa) dan variasi % EGR pada variasi beban 100% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	59
<b>Gambar 4.10</b>	Grafik hubungan antara BMEP (kPa) dan % <i>load</i> untuk variasi. % EGR dengan (N) 2500rpm dan temperatur $T_3$ 60 °C .....	60



<b>Gambar 4.11</b>	Grafik hubungan $\phi$ dan % EGR pada beban 25% dengan ..... variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	61
<b>Gambar 4.12</b>	Grafik hubungan $\phi$ dan % EGR pada beban 50% dengan ..... variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	62
<b>Gambar 4.13</b>	Grafik hubungan $\phi$ dan % EGR pada beban 75% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	62
<b>Gambar 4.14</b>	Grafik hubungan $\phi$ dan % EGR pada beban 100% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur $T_3$ .....	63
<b>Gambar 4.15</b>	Grafik hubungan antara $\phi$ dan % <i>load</i> untuk variasi % EGR dengan (N) 2500rpm dan temperatur $T_3$ 60 °C.....	64
<b>Gambar 4.16</b>	Grafik hubungan antara konsumsi bahan bakar dan N pada variasi beban 25%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	66
<b>Gambar 4.17</b>	Grafik hubungan antara konsumsi bahan bakar dan N pada variasi beban 50%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	66
<b>Gambar 4.18</b>	Grafik hubungan antara konsumsi bahan bakar dan N pada Variasi beban 75%, % EGR dan Variasi Temperatur $T_3$ .....	67
<b>Gambar 4.19</b>	Grafik Hubungan antara Konsumsi Bahan Bakar dan N pada variasi beban 100%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	67
<b>Gambar 4.20</b>	Grafik hubungan antara konsumsi bahan bakar dan % <i>load</i> untuk variasi % EGR dengan (N) 2500 rpm dan temperatur $T_3$ 60 °C .....	68
<b>Gambar 4.21</b>	Grafik hubungan antara $\eta_f$ dan N (rpm) untuk beban 25%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	69
<b>Gambar 4.22</b>	Grafik hubungan antara $\eta_f$ dan N (rpm) untuk beban 50%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	69
<b>Gambar 4.23</b>	Grafik hubungan antara $\eta_f$ dan N (rpm) untuk beban 75%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	70

<b>Gambar 4.24</b> Grafik hubungan antara $\eta_f$ dan N (rpm) untuk beban 100%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	70
<b>Gambar 4.25</b> Grafik hubungan antara $\eta_f$ dan <i>load</i> untuk variasi % EGR, dengan (N) 2500 rpm dan temperatur $T_3$ 60 °C.....	71
<b>Gambar 4.26</b> Grafik hubungan antara $\eta_v$ dan N pada variasi beban 25%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	72
<b>Gambar 4.27</b> Grafik hubungan antara $\eta_v$ dan N pada variasi beban 50%, % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	73
<b>Gambar 4.28</b> Grafik hubungan antara $\eta_v$ dan N pada variasi beban 75% % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	73
<b>Gambar 4.29</b> Grafik hubungan antara $\eta_v$ dan N pada variasi beban 100% % EGR dan variasi temperatur $T_3$ .....	74
<b>Gambar 4.30</b> Grafik hubungan antara $\eta_v$ (%) dan % <i>load</i> untuk varias % EGR dengan (N) 2500 rpm dan temperatur $T_3$ 60 °C .....	75

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> Spesifikasi Minyak Solar Sesuai Surat Keputusan Dirjen Migas 3675K/24/DJM/2006 tanggal 17 Maret 2006 .....	11
<b>Tabel 3.1</b> Spesifikasi mesin diesel.....	31
<b>Tabel 3.2</b> Spesifikasi alat uji gas buang .....	32
<b>Tabel 3.3</b> Spesifikasi <i>smoke analysis chamber</i> .....	33
<b>Tabel 3.4</b> Spesifikasi termokopel .....	35
<b>Tabel 3.5</b> Spesifikasi dinamometer.....	36
<b>Tabel 3.6</b> Kalibrasi anemometer digital.....	43
<b>Tabel 3.7</b> Kalibrasi <i>orifice</i> meter.....	43
<b>Tabel 3.8</b> Kalibrasi termokopel.....	44
<b>Tabel 3.9</b> Kalibrasi dinamometer.....	44
<b>Tabel 5.1</b> Hasil perhitungan daya (P).....	76
<b>Tabel 5.2</b> Hasil perhitungan tekanan efektif rata-rata (BMEP).....	77
<b>Tabel 5.3</b> Hasil perhitungan FAR ( $\phi$ ).....	77
<b>Tabel 5.4</b> Hasil perhitungan konsumsi bahan bakar (Q).....	78
<b>Tabel 5.5</b> Hasil perhitungan efisiensi bahan bakar ( $\eta_f$ ).....	78
<b>Tabel 5.6</b> Hasil perhitungan efisiensi volumetric ( $\eta_v$ ).....	79

## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Kondisi alam saat ini sangat memprihatinkan karena adanya pemanasan global yang disebabkan oleh hasil pembakaran yang tidak sempurna khususnya pada motor bakar. Gas buang yang keluar dari mesin mengandung unsur-unsur yang berbahaya buat kesehatan dan dapat merusak lingkungan. Salah satu polutan dari gas bekas hasil pembakaran yang mengotori lingkungan adalah asap serta khususnya Nitrogen Oxide ( $\text{NO}_x$ ). Tak heran bila para pakar otomotif dunia terus mencari terobosan dengan melakukan inovasi terhadap produk-produknya, sehingga gas buang menjadi lebih ramah lingkungan. Apalagi kendaraan yang ramah lingkungan kini menjadi trend dunia, termasuk di Indonesia. Selama beberapa tahun terakhir, perundang-undangan emisi ketat telah dikenakan pada  $\text{NO}_x$  dan asap yang dikeluarkan dari mesin diesel.

Mesin diesel biasanya ditandai dengan konsumsi bahan bakar rendah dan sangat rendah emisi CO. Namun, emisi  $\text{NO}_x$  dari mesin diesel masih tetap tinggi. Oleh karena itu, dalam rangka memenuhi peraturan perundang-undangan lingkungan, jumlah  $\text{NO}_x$  yang dilepaskan ke udara harus dikurangi. Pada penelitian sebelumnya dimana dengan menggunakan bukaan *EGR* (dari 0%-20%) dapat mereduksi Nitrogen Oxide ( $\text{NO}_x$ ) hingga 15% dan membakar kembali Hidrokarbon (HC) yang tidak terbakar pada gas buang yang dimasukkan sebagian kedalam *intake manifold* sehingga dapat meningkatkan efisiensi bahan bakar. [Ref. 2 hal. 2-7]

*EGR (Exhaust Gas Recirculation)* merupakan salah satu metode yang dapat mengurangi emisi gas buang sekaligus untuk meningkatkan efisiensi bahan bakar. Prinsip kerja dari *EGR* adalah dengan mensirkulasikan aliran gas buang kembali ke dalam *engine*. Temperatur gas buang yang akan masuk kembali ke *engine* dapat disesuaikan dengan menempatkan *heater (Hot EGR)* atau *venturi scrubber (Cold EGR)* atau kombinasi keduanya *EGR* pada sisi *intake manifold*. Penggunaan *EGR* dapat diterapkan pada mesin diesel maupun mesin bensin. Pada penelitian ini memanfaatkan

resirkulasi gas buang, dimana pada sistem ini gas buang beroperasi dengan sistem *venturi scrubber EGR*. Penelitian ini meneliti *venturi scrubber EGR* terhadap performa mesin diesel menggunakan bahan bakar solar.

## 1.2. Tujuan Penulisan

Tujuan penulisan tugas akhir ini adalah untuk mengetahui performa dari mesin diesel setelah menggunakan *Venturi Scrubber-EGR*.

1. Menentukan daya ( $P$ )
2. Menentukan tekanan efektif rata-rata (BMEP)
3. Menentukan perbandingan bahan bakar udara ( $\phi$ )
4. Menentukan konsumsi bahan bakar ( $Q$ )
5. Menentukan efisiensi bahan bakar ( $\eta_f$ )
6. Menentukan efisiensi volumetrik ( $\eta_v$ )

## 1.3. Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah yang diambil pada Tugas Akhir ini adalah :

1. Mesin diesel yang digunakan adalah mesin diesel swirl, OHV, 2300cc, Tahun 1991
2. Bahan bakar yang digunakan adalah solar
3. Tidak menghitung perpindahan panas pada *heat exchanger*
4. Hal-hal yang berkaitan dengan *liquid droplet* dan pengaruh laju aliran massa *cooler* terhadap mesin tidak dibahas

## 1.4. Metodologi Penelitian

Metode penelitian yang digunakan penulis dalam penulisan tugas akhir adalah:

1. Studi Pustaka

Studi pustaka adalah suatu metode yang dipergunakan dalam penelitian ilmiah yang dilakukan dengan membaca dan mengolah data yang diperoleh dari

literatur. Data yang dibaca dan diolah adalah data yang berhubungan dengan hasil-hasil penelitian yang telah dilakukan oleh para peneliti sebelumnya.

2. Desain dan pembuatan alat uji

Mendesain dan membuat alat uji untuk *Venturi Scrubber*.

3. Proses pengujian dan pengambilan data

Melakukan proses pengujian pada *Venturi Scrubber*.

4. Pengolahan dan analisa data

Data yang diperoleh dikumpulkan, diolah dan melakukan verifikasi data yang diperoleh dari hasil pengujian dengan data pustaka untuk selanjutnya dilakukan analisa perbandingan

5. Penyusunan laporan

Penyusunan laporan mulai dilakukan, asistensi dilakukan dengan dosen pembimbing Tugas Akhir yang bertujuan. untuk mendapatkan tambahan pengetahuan dan masukan dari dosen pembimbing serta koreksi terhadap kesalahan-kesalahan yang terjadi dalam penyusunan laporan Tugas Akhir. Setelah mengadakan asistensi dengan dosen dan berdasarkan data-data yang diperoleh, kemudian penulis menganalisa dan mengambil kesimpulan serta saran mengenai penelitian yang telah dilakukan.

## 1.5. Sistematika Penulisan

### BAB I PENDAHULUAN

Berisi tentang latar belakang masalah, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metode penulisan dan sistematika penulisan.

### BAB II DASAR TEORI

Berisi tentang landasan teori yang berkaitan dengan mesin diesel dan *venturi scrubber-EGR*

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Berisikan tentang persiapan pengujian dan proses pengujian.

#### BAB IV PENGOLAHAN DATA

Berisikan tentang data-data hasil pengujian dan analisa data berdasarkan teori yang ada.

#### BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Berisi tentang kesimpulan dan saran yang diambil dari hasil analisis pada bab-bab sebelumnya.

#### DAFTAR PUSTAKA

#### LAMPIRAN

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1. Mesin Diesel**

Salah satu penggerak mula yang banyak dipakai adalah mesin kalor yaitu mesin yang menggunakan energi termal untuk melakukan kerja mekanik atau yang mengubah energi termal menjadi energi mekanik. Energi itu sendiri dapat diperoleh dengan proses pembakaran, proses fisi bahan bakar nuklir atau proses-proses yang lain. Ditinjau dari cara memperoleh energi termal ini mesin kalor dibagi menjadi dua golongan yaitu mesin pembakaran luar dan mesin pembakaran dalam.

Pada mesin pembakaran luar proses pembakaran terjadi di luar mesin dimana energi termal dari gas hasil pembakaran dipindah ke fluida kerja mesin, melalui beberapa dinding pemisah. Sedangkan pada mesin pembakaran dalam atau dikenal dengan motor bakar, proses pembakaran terjadi di dalam motor bakar itu sendiri sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja. Motor diesel disebut juga motor bakar atau mesin pembakaran dalam karena pengubahan tenaga kimia bahan bakar menjadi tenaga mekanik dilaksanakan di dalam mesin itu sendiri. Di dalam motor diesel terdapat torak yang mempergunakan beberapa silinder yang di dalamnya terdapat torak yang bergerak bolak-balik (translasi). Di dalam silinder itu terjadi pembakaran antara bahan bakar solar dengan oksigen yang berasal dari udara. Gas yang dihasilkan oleh proses pembakaran mampu menggerakkan torak yang dihubungkan dengan poros engkol oleh batang penggerak. Gerak translasi yang terjadi pada torak menyebabkan gerak rotasi pada poros engkol dan sebaliknya gerak rotasi tersebut mengakibatkan gerak bolak-balik torak. [Ref. 7 hal.17-21]

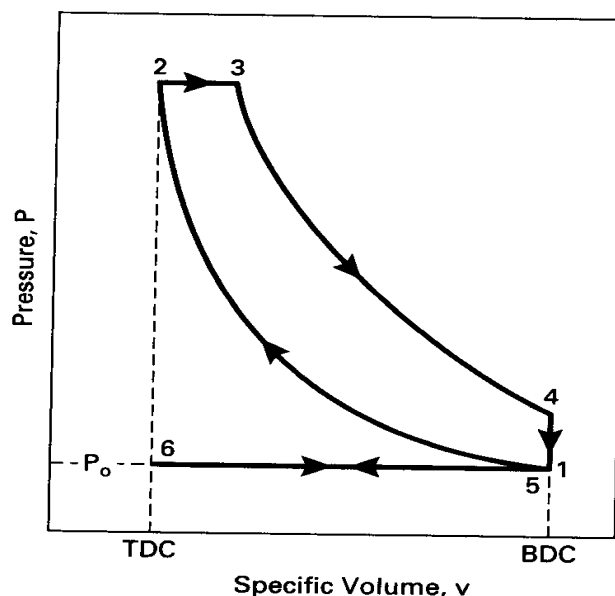
Konsep pembakaran pada motor diesel adalah melalui proses penyalaan kompresi udara pada tekanan tinggi. Pembakaran ini dapat terjadi karena udara dikompresi pada ruangan dengan perbandingan kompresi jauh lebih besar pada motor bensin (7-12), sedangkan motor diesel (14-22). akibatnya udara akan mempunyai tekanan dan temperatur melebihi suhu dan tekanan penyalaan bahan bakar.



Hal ini berbeda untuk-percikan pengapian mesin seperti mesin bensin yang menggunakan busi untuk menyalakan campuran bahan bakar udara. Mesin diesel adalah model pada siklus Diesel. Mesin diesel memiliki tertinggi efisiensi termal dari setiap reguler internal atau eksternal pembakaran mesin karena sangat tinggi rasio kompresi. Mesin dan siklus termodinamika keduanya dikembangkan oleh Rudolph Diesel pada tahun 1897.

### 2.1.1 Siklus Diesel (Diesel Tekanan Tetap)

Siklus diesel adalah siklus teoritis untuk *compression-ignstion engine* atau mesin diesel. Perbedaan antara siklus Diesel dan Otto adalah penambahan panas pada tekanan tetap. Karena alasan ini siklus Diesel kadang disebut siklus tekanan tetap. Dalam diagram p-V dan T-s, siklus diesel dapat digambarkan seperti berikut:



**Gambar 2.1** Siklus diesel diagram P-V [ Ref. 4 hal. 163]

Proses dari siklus tersebut:

0-1 = Langkah Isap pada  $P = c$  (isobarik)

1-2 = Langkah Kompresi,  $P$  bertambah,  $Q = c$  (adiabatik)

- 2-3 = Pembakaran, pada tekanan tetap (isobarik)
- 3-4 = Langkah Kerja P bertambah,  $V = c$  (adiabatik)
- 4-1 = Pengeluaran Kalor sisa pada  $V = c$  (isokhorik)
- 1-0 = Langkah Buang pada  $P = c$

Motor diesel empat langkah bekerja bila melakukan empat kali gerakan (dua kali putaran engkol) menghasilkan satu kali kerja. Secara skematis prinsip kerja motor diesel empat langkah dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Langkah hisap

Pada langkah ini katup masuk membuka dan katup buang tertutup. Udara mengalir ke dalam silinder.

2. Langkah kompresi

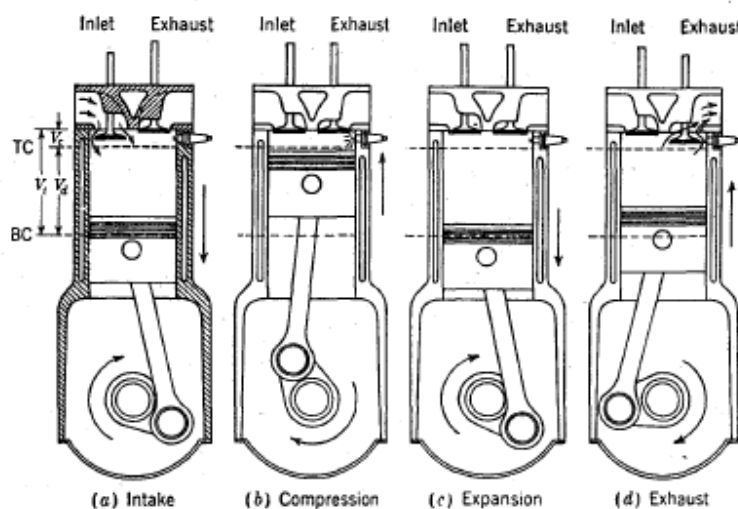
Pada langkah ini kedua katup menutup, piston bergerak dari titik TMB ke TMA menekan udara yang ada dalam silinder. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan.

3. Langkah ekspansi

Karena injeksi bahan bakar kedalam silinder yang bertemperatur tinggi, bahan bakar terbakar dan berekspansi menekan piston untuk melakukan kerja sampai piston mencapai TMB. Kedua katup tertutup pada langkah ini.

4. Langkah buang

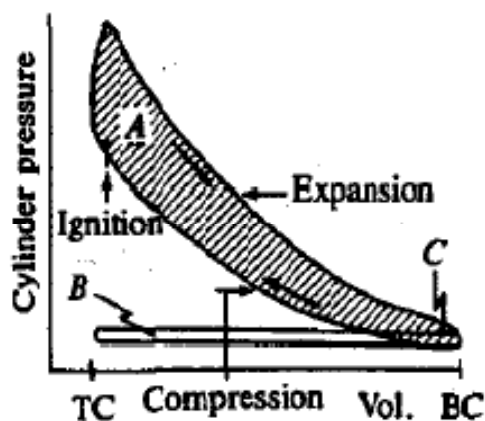
Ketika piston hampir mencapai TMB, katub buang terbuka, katub masuk tetap tertutup. Ketika piston bergerak menuju TMA sisa pembakaran terbuang keluar ruang bakar. Akhir langkah ini adalah ketika piston mencapai TMA. Siklus kemudian berulang lagi. [Ref. 4 hal. 10-11]



**Gambar 2.2** Siklus motor diesel 4 langkah [Ref. 4 hal. 10 ]

### 2.1.2 Siklus Aktual Motor Diesel

Dalam siklus diesel, kerugian-kerugian lebih rendah daripada yang terjadi pada siklus otto. Kerugian utama adalah karena pembakaran tidak sempurna dan penyebab utama perbedaan antara siklus teoritis dan siklus mesin diesel. Dalam siklus teoritis pembakaran diharapkan selesai pada akhir pembakaran tekanan tetap, tetapi aktualnya *after burning* berlanjut sampai setengah langkah ekspansi. Perbandingan efisiensi antara siklus aktual dan teoritis adalah sekitar 0,85.



**Gambar 2.3** Siklus aktual motor diesel 4 langkah [Ref. 4 hal. 47]

### 2.1.3 Bahan Bakar Diesel

Pada dasarnya waktu pertama kali ditemukan mesin diesel menggunakan bahan bakar dari minyak nabati. Seiring bertambahnya waktu, minyak nabati dari segi ekonomis susah untuk bersaing dengan bahan bakar minyak bumi yang pada akhirnya pemakaian minyak nabati terlupakan.

Minyak bumi merupakan hasil dari minyak mentah dipisahkan menjadi produknya dengan melalui proses yang disebut proses distilasi bertingkat. Dalam proses ini bisa didapat produk bensin, minyak bahan bakar diesel, minyak tanah, dan lain-lain.

Karakteristik bahan bakar diesel :

a. *Volatilitas* (Penguapan)

Penguapan adalah sifat kecenderungan bahan bakar untuk berubah fasa menjadi uap. Tekanan uap yang tinggi dan titik didih yang rendah menandakan tingginya penguapan. Makin rendah suhu ini berarti makin tinggi penguapannya.

b. Titik Nyala

Titik nyala adalah titik temperatur terendah dimana bahan bakar dapat menimbulkan uap yang dapat terbakar ketika disinggung dengan percikan atau nyala api. Nilai titik nyala berbanding terbalik dengan penguapan.

c. *Viskositas*

*Viskositas* menunjukkan resistensi fluida terhadap aliran. Semakin tinggi *viskositas* bahan bakar, semakin sulit bahan bakar itu diinjeksikan. Peningkatan *viskositas* juga berpengaruh secara langsung terhadap kemampuan bahan bakar tersebut bercampur dengan udara.

d. Kadar Sulfur

Kadar sulfur dalam bahan bakar diesel yang berlebihan dapat menyebabkan terjadinya keausan pada bagian-bagian mesin. Hal ini terjadi karena adanya partikel-partikel padat yang terbentuk ketika terjadi pembakaran.

e. Kadar Air

Kandungan air yang terkandung dalam bahan bakar dapat membentuk kristal yang dapat menyumbat aliran bahan bakar.

f. Kadar Abu

Kadar abu menyatakan banyaknya jumlah logam yang terkandung dalam bahan bakar. Tingginya konsentrasi dapat menyebabkan penyumbatan pada injeksi, penimbunan sisa pembakaran.

g. Kadar Residu Karbon

Kadar residu karbon menunjukkan kadar fraksi hidrokarbon yang mempunyai titik didih lebih tinggi dari bahan bakar, sehingga karbon tertinggal setelah penguapan dan pembakaran bahan bakar.

h. Titik Tuang

Titik tuang adalah titik temperatur terendah dimana bahan bakar mulai membeku dan terbentuk kristal-kristal *parafin* yang dapat menyumbat saluran bahan bakar.

i. Kadar Karbon

Kadar karbon menunjukkan banyaknya jumlah karbon yang terdapat dalam bahan bakar.

j. Kadar Hidrogen

Kadar hidrogen menunjukkan banyaknya jumlah karbon yang terdapat dalam bahan bakar.

k. Angka Setana

Angka setana menunjukkan kemampuan bahan bakar untuk menyala sendiri (*auto ignition*). Semakin cepat suatu bahan bakar mesin diesel terbakar setelah diinjeksikan ke dalam ruang bakar, semakin tinggi angka setana bahan bakar tersebut. Angka setana bahan bakar adalah persen volume dari setana dalam campuran setana dan alfa-metil-naftalen yang mempunyai mutu penyalan yang sama dengan bahan bakar yang diuji. Bilangan setana 48 berarti bahan bakar setara dengan campuran yang terdiri atas 48% setana dan 52% alfa-metil-naftalen.

l. Nilai Kalor

Nilai kalor menunjukkan energi kalor yang dikandung dalam setiap satuan massa bahan bakar. Semakin tinggi nilai kalor suatu bahan bakar, semakin besar energi yang dikandung bahan bakar tersebut persatuan massa.

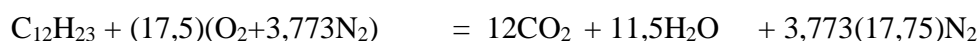
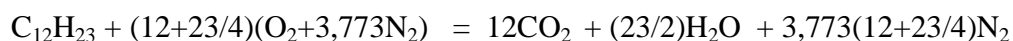
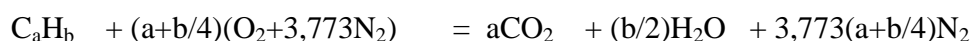
m. Massa Jenis

Massa jenis menunjukkan besarnya perbandingan antara massa dari suatu bahan bakar dengan volumenya. [Ref. 7 hal. 191-197]

**Tabel 2.1** Spesifikasi minyak solar sesuai Surat Keputusan Dirjen Migas 3675K/24/DJM/2006 tanggal 17 Maret 2006.

NO	Karakteristik	UNIT	Batasan		Metode Uji ASTM/lain	
			MIN	MAX	ASTM	IP
1	Angka Setana		45	-	D-613	
2	Indeks Stana		48	-	D4737	
3	Berat Jenis pada 15 °C	Kg/m <sup>3</sup>	815	870	D-1298 / D-4737	
4	Viskositas pada 40 °C	Mm2/sec	2.0	5.0	D-445	
5	Kandungan Sulfur	% m/m	-	0.35	D-1552	
6	Distilasi : T95	°C	-	370	D-86	
7	Titik Nyala	°C	60	-	D-93	
8	Titik Tuang	°C	-	18	D-97	
9	Karbon Residu	merit	-	Kelas I	D-4530	
10	Kandungan Air	Mg/kg	-	500	D-1744	
11	Biological Grouth	-	Nihil			
12	Kandungan FAME	% v/v	-	10		
13	Kandungan Metanol & Etanol	% v/v	Tak Terdeteksi		D-4815	
14	Korosi bilah tembaga	Merit	-	Kelas I	D-130	
15	Kandungan Abu	% m/m	-	0.01	D-482	
16	Kandungan Sedimen	% m/m	-	0.01	D-473	
17	Bilangan Asam Kuat	mgKOH/gr	-	0	D-664	
18	Bilangan Asam Total	mgKOH/gr	-	0.6	D-664	
19	Partikulat	Mg/l	-	-	D-2276	
20	Penampilan Visual	-	Jernih dan terang			
21	Warna	No.ASTM	-	3.0	D-1500	

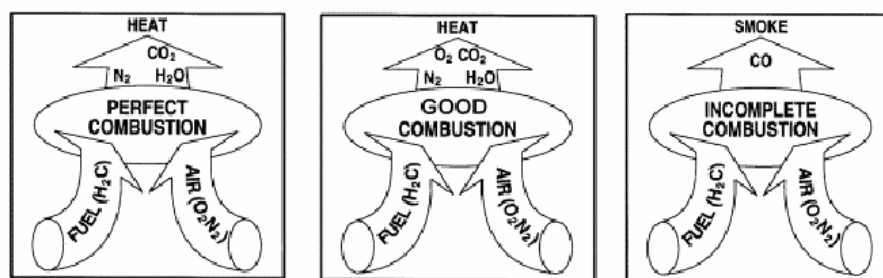
rumus kimia solar =  $C_{12}H_{23}$



## 2.2 Teori Pembakaran

Pada motor bakar, proses pembakaran merupakan reaksi kimia yang berlangsung sangat cepat antara bahan bakar dengan oksigen yang menimbulkan panas sehingga mengakibatkan tekanan dan temperatur gas yang tinggi. Kebutuhan oksigen untuk pembakaran diperoleh dari udara yang memerlukan campuran antara oksigen dan nitrogen, serta beberapa gas lain dengan persentase yang relatif kecil dan dapat diabaikan. Reaksi kimia antara bahan bakar dan oksigen yang diperoleh dari udara akan menghasilkan produk hasil pembakaran yang komposisinya tergantung dari kualitas pembakaran yang terjadi.

Dalam pembakaran proses yang terjadi adalah oksidasi dengan reaksi sebagai berikut :



**Gambar 2.4** Proses pembakaran mesin diesel [Ref. 11 hal. 13]

Pembakaran di atas dikatakan sempurna bila campuran bahan bakar dan oksigen (dari udara) mempunyai perbandingan yang tepat, hingga tidak diperoleh sisa. Bila oksigen terlalu banyak, dikatakan campuran “*lean*” (kurus), pembakaran ini menghasilkan api oksidasi. Sebaliknya, bila bahan bakarnya terlalu banyak (atau tidak cukup oksigen), dikatakan campuran “*rich*” (kaya), pembakaran ini menghasilkan api reduksi.

Dalam pembakaran, ada pengertian udara primer yaitu udara yang dicampurkan dengan bahan bakar di dalam burner (sebelum pembakaran) dan udara sekunder yaitu udara yang dimasukkan dalam ruang pembakaran setelah *burner*, melalui ruang sekitar ujung burner atau melalui tempat lain pada dinding dapur.

Berat massa bahan yang masuk ruang pembakaran = berat massa bahan yang keluar.



**Gambar 2.5** Skema sistem penyaluran bahan bakar sampai menjadi gas buang  
[Ref. 7 hal. 8]

$$(a + b) = (c + d + e)$$

$a$  = berat bahan kering + air (kelembaban).

$b$  = berat udara + uap air yang terkandung dalam udara.

Air dalam  $d$  dan  $e$  = (air yang terkandung dalam bahan bakar) + (air dari kelembaban udara) + (air yang terbentuk dari reaksi pembakaran).

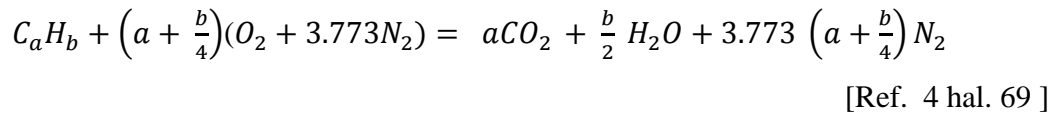
Supaya dihasilkan pembakaran yang baik, maka diperlukan syarat-syarat sebagai berikut :

- Jumlah udara yang sesuai
- Temperatur yang sesuai dengan penyalaan bahan bahan bakar
- Waktu pembakaran yang cukup
- Kerapatan yang cukup untuk merambatkan api dalam silinder.
- Reaksi pembakaran baik bahan bakar solar maupun bahan bakar metanol merupakan reaksi oksidasi antara senyawa hidrokarbon dengan oksigen sehingga dihasilkan produk berupa karbon dioksida, uap air, oksida nitrogen atau produk lainnya tergantung pada kualitas pembakaran.

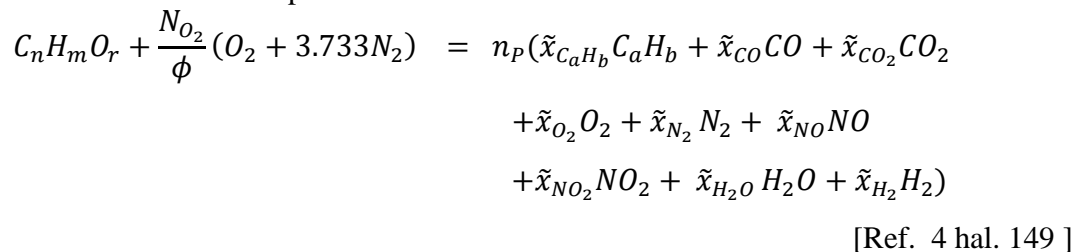


Reaksi Pembakaran :

Pembakaran sempurna



Pembakaran tidak sempurna



### 2.2.1 Jenis Pembakaran

Produk pembakaran campuran udara-bahan bakar dapat dibedakan menjadi :

1. Pembakaran sempurna (pembakaran ideal)

Setiap pembakaran sempurna menghasilkan karbon dioksida dan air. Peristiwa ini hanya dapat berlangsung dengan perbandingan udara-bahan bakar stoikiometris dan waktu pembakaran yang cukup bagi proses ini.

2. Pembakaran tak sempurna

Peristiwa ini terjadi bila tidak tersedia cukup oksigen. Produk pembakaran ini adalah hidrokarbon tak terbakar dan bila sebagian hidrokarbon terbakar maka aldehid, ketone, asam karbosiklis dan sebagian karbon monoksida menjadi polutan dalam gas buang.

3. Pembakaran dengan udara berlebihan

Pada kondisi temperatur tinggi nitrogen dan oksigen dari udara pembakaran akan bereaksi dan akan membentuk oksida nitrogen (NO dan NO<sub>2</sub>).

Di samping itu produk yang dihasilkan dari proses pembakaran dapat berupa oksida timah, oksida halogenida, oksida sulfur, serta emisi evaporatif seperti hidrokarbon ringan yang teremis dari sistem bahan bakar.

## **2.3 Parameter Prestasi Mesin**

Pada umumnya performa / prestasi suatu mesin bisa diketahui dengan membaca laporan spesifikasi mesin dari produsen pembuat mesin tersebut. Dari laporan spesifikasi dapat diketahui daya, torsi, dan konsumsi bahan bakar spesifik dari mesin tersebut. Parameter itulah yang menjadi pedoman praktis prestasi sebuah mesin.

Secara umum daya berbanding lurus dengan luas piston sedang torsi berbanding lurus dengan volume langkah. Parameter tersebut relatif penting digunakan pada mesin yang berkemampuan kerja dengan variasi kecepatan operasi dan tingkat pembebanan. Daya maksimum didefinisikan sebagai kemampuan maksimum yang bisa dihasilkan oleh suatu mesin. Adapun torsi poros pada kecepatan tertentu mengindikasikan kemampuan untuk memperoleh aliran udara dan juga bahan bakar yang tinggi ke dalam mesin pada kecepatan tersebut. Sementara suatu mesin dioperasikan pada waktu yang cukup lama, maka konsumsi bahan bakar serta efisiensi mesinnya menjadi suatu hal yang sangat penting

### **2.3.1 Torsi dan Daya Pengereman**

Dinamometer digunakan untuk mengukur torsi sebuah mesin. Pada dasarnya ada tiga jenis alat ukur daya atau torsi, yaitu dinamometer penggerak, dinamometer transmisi, dinamometer absorpsi. Dinamometer penggerak digunakan untuk mengukur beberapa peralatan seperti turbin dan pompa serta mensuplai energi untuk menggerakkan peralatan yang akan diukur. Dinamometer transmisi adalah peralatan pasif yang ditempatkan dilokasi tertentu. Dinamometer absorpsi mengubah energi mekanik sebagai torsi yang diukur, sehingga sangat berguna untuk mengukur daya atau torsi yang dihasilkan sumber daya seperti motor bakar atau motor listrik.

Pada pengujian digunakan dinamometer hidrolik yang termasuk dinamometer jenis absorpsi. Dinamometer hidrolik adalah dinamometer yang menggunakan sistem hidrolis atau fluida untuk menyerap mesin. Fluida yang digunakan biasanya air, dimana air berfungsi sebagai media pendingin dan media gesek perantara. Dinamometer hidrolik ini memiliki dua komponen penting yaitu sudu gerak (rotor) dan sudu tetap

(stator). Rotor terhubung dengan poros dari mesin yang akan diukur, dimana putaran dari mesin tersebut memutar rotor dinamometer. Rotor akan mendorong air didalam dinamometer, sehingga air akan terlempar menghasilkan tahanan terhadap putaran mesin dan menghasilkan panas. Aliran air secara kontiniu melalui rumah (casing) sangat penting untuk menurunkan temperatur dan juga untuk melumasi seal pada poros. Sedangkan stator terletak berhadapan dengan rotor dan terhubung tetap pada casing. Pada casing dipasang lengan, dimana pada ujung lengan terdapat alat ukur pembebanan sehingga torsi yang terjadi dapat diukur.

Pada saat dinamometer ini dijalankan, mesin dihidupkan dan putaran mesin diatur pada putaran tertentu. Air masuk kedalam casing melalui selang dari penampungan air sehingga rongga antara rotor dan stator selalu terisi air. Air berfungsi sebagai media gesek perantara dan sebagai pendingin karena proses yang terjadi menimbulkan panas. Air yang keluar dari dinamometer tidak diperbolehkan melebihi 80°C, jika sudah mendekati temperatur tersebut dibuka katup keluar yang lebih besar. Suplai air harus bersih, dingin, dan konstan yang dapat diperoleh dari pompa.

Keuntungan dinamometer hidraulik adalah :

- a. Tidak membutuhkan instalasi yang permanen
- b. Mudah dipindahkan dari satu mesin ke mesin yang lain
- c. Mudah dioperasikan oleh satu orang
- d. Dapat bekerja pada mesin yang besar atau memiliki kecepatan putar yang tinggi.

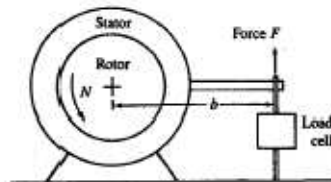
Kedudukan alat ukur harus menunjukkan angka nol (dinamometer dalam keadaan seimbang) pada waktu berhenti dan pada waktu air mengalir masuk stator tetapi mesin belum bekerja. Pengukuran kecepatan putar poros perlu dilakukan untuk mendapatkan perhitungan daya dan juga untuk menghindari kelebihan kecepatan putar yang dapat mengakibatkan kerusakan pada dinamometer.

Torsi yang dihasilkan mesin adalah :

$$T = F \times b \quad (2.1)$$

Dimana dalam satuan SI, yaitu :

- $T$  = torsi ( Nm)  
 $F$  = gaya penyeimbangan (N)  
 $b$  = jarak lengan torsi (m)



**Gambar 2.6** Prinsip kerja dinamometer [Ref. 4 hal. 46]

Adapun daya yang dihasilkan mesin atau diserap oleh dinamometer adalah hasil perkalian dari torsi dan kecepatan sudut.

$$P = 2\pi \frac{n}{60} \times T \times 10^{-3} \quad (2.2)$$

Dimana dalam satuan SI, yaitu :

$P$  = daya (Kw)

$T$  = torsi ( Nm)

$n$  = Putaran kerja (rpm)

Sebagai catatan, torsi adalah ukuran dari kemampuan sebuah mesin melakukan kerja sedangkan daya adalah angka dari kerja setelah dilakukan. Besarnya daya mesin yang diukur seperti dengan didiskripsikan diatas dinamakan dengan brake power ( $P_b$ ). Daya disini adalah daya yang dihasilkan oleh mesin untuk mengatasi beban, dalam kasus ini adalah sebuah rem. [Ref. hal. 46]

### 2.3.2 Tekanan Efektif Rata-Rata

Unjuk kerja mesin relatif yang diukur, dapat diperoleh dari perbandingan kerja per siklus dengan perpindahan volume silinder per siklus. Parameter ini merupakan gaya per satuan luas dan dinamakan dengan *mean effective pressure* (mep).

$$\text{Kerja per siklus} = P \frac{n_R}{N} \quad (2.3)$$

Tekanan efektif rata-rata juga dapat dinyatakan dengan torsi.

$$b_{mep} = \frac{6,28 \times n_R \times T}{V_d} \quad (2.4)$$

Dimana dalam satuan SI, yaitu :

$n_R$  = jumlah putaran engkol untuk setiap langkah kerja

2 ( untuk siklus 4 langkah)

1 ( untuk siklus 2 langkah)

BMEP = tekanan efektif rata-rata (kPa)

$V_d$  = Volume silinder / *displacement volume* (dm<sup>3</sup>)

*Brake mean effective pressure* (BMEP) didefinisikan sebagai tekanan konstan teoritis yang dapat dibayangkan terjadi pada setiap langkah kerja dari mesin untuk menghasilkan output daya yang sama dengan *brake horsepower*-BHP. BHP itu sendiri didefinisikan sebagai jumlah daya yang terdapat pada poros, sedangkan *indicated horsepower* / IHP didefinisikan sebagai daya yang dikonsumsi oleh motor. [Ref. 4 hal. 50]

### 2.3.3 Perbandingan Udara Bahan Bakar (*Fuel / Air Ratio*)

Setelah diketahui aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ ). Dalam pengujian mesin, pengukuran juga dilakukan terhadap laju aliran massa udara ( $\dot{m}_a$ ). Perbandingan antara keduanya berguna untuk mengetahui kondisi operasi mesin. [Ref. 4 hal. 53]

$$\text{Air/Fuel Ratio} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (2.5)$$

$$\text{Fuel/ AirRatio} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (2.6)$$

Dimana dalam satuan SI, yaitu :

$\dot{m}_a$  = laju aliran massa udara ( kg/jam)

$\dot{m}_f$  = massa bahan bakar ( kg/jam )

$\phi$  = FAR relatif

Untuk *Relative Fuel/ Air Ratio* (  $\phi$  ) :

$$\phi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{aktual}}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{stoikiometrik}}} \quad (2.7)$$

*Relative Fuel/Air Ratio* ini memberikan parameter informasi yang berguna menetapkan komposisi campuran udara-bahan bakar yang baik.

Jika :  $\phi > 1$  = maka campuran itu kaya akan bahan bakar

$\phi = 1$  = campuran stokiometrik

$\phi < 1$  = maka campuran itu miskin akan bahan bakar

Jangkauan pengoperasian normal untuk mesin dengan bahan bakar diesel yaitu  $18 \leq A/F \leq 70$  ( $0,014 \leq F/A \leq 10,056$ ).

Jika oksigen yang dibutuhkan tercukupi, bahan bakar hidrokarbon dapat dioksidasi secara sempurna. Karbon (C) di dalam bahan bakar kemudian berubah menjadi karbon dioksida ( $\text{CO}_2$ ) dan untuk hidrogen (H) berubah menjadi uap air  $\text{H}_2\text{O}$ .

Jika jumlah udara yang diberikan kurang dari yang dibutuhkan secara stoikiometrik maka akan terjadi campuran kaya bahan bakar. Produk dari campuran kaya bahan bakar adalah  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  dan HC ( hidrokarbon tidak terbakar). Jika jumlah udara yang diberikan lebih besar dari kebutuhan maka akan terjadi campuran miskin bahan bakar.

### 2.3.4 Konsumsi Bahan Bakar

Dalam pengujian mesin, konsumsi bahan bakar diukur sebagai laju aliran massa bahan bakar per unit waktu ( $Q$ ). Pengetahuan ini dilakukan untuk mengetahui bagaimana efisiensi mesin dalam menggunakan bahan bakar untuk menghasilkan daya.

$$Q = \frac{v}{t} \quad (2.8)$$

Dimana,

$Q$  = konsumsi bahan bakar (ml/s)  
 $v$  = massa bahan bakar (ml)  
 $t$  = waktu (detik)

### 2.3.5 Efisiensi Bahan Bakar ( $\eta_f$ )

Efisiensi adalah perbandingan antara daya yang dihasilkan per siklus, terhadap jumlah energi yang disuplai per siklus yang dapat dilepaskan selama pembakaran. Suplai

energi yang dapat dilepas selama pembakaran adalah massa bahan bakar yang disuplai per siklus dikalikan dengan harga panas dari bahan bakar ( $Q_{HV}$ ). Harga panas bahan bakar ditentukan dalam sebuah prosedur tes standar, dimana diketahui massa bahan bakar yang terbakar sempurna dengan udara dan energi dilepas oleh proses pembakaranyang kemudian diserap dengan kalorimeter. Pengukuran efisiensi ini dinamakan dengan *fuel conversion efficiency* ( $\eta_f$ ) dan didefinisikan sebagai:

$$\eta_f = \frac{W_c}{\dot{m}_f \times Q_{HV}} = \frac{\frac{(P \times n_R)}{n}}{\frac{(\dot{m}_f \times n_R)}{n} Q_{HV}} = \frac{P}{\dot{m}_f \times Q_{HV}} \quad (2.9)$$

Dari persamaan diatas dapat disubstitusikan dengan  $\frac{P}{\dot{m}_f}$  dan hasilnya adalah:

$$\eta_f = \frac{3600}{bsfc \times Q_{HV}} \quad (2.10)$$

Dimana dalam satuan SI, yaitu :

$\eta_f$  = efisiensi dari kerja mesin

$Q_{HV}$  = harga panas dari bahan bakar

sfc = konsumsi bahan bakar spesifik ( kg/ kW. jam)

Dalam efisiensi in besarnya  $Q_{HV}$  merupakan harga panas rendah ( $Q_{LHV}$ ) dari bahan bakar yang digunakan, yaitu 45213,82 kJ/kg.

### 2.3.6 Efisiensi Volumetrik ( $\eta_v$ )

Sistem *intake manifold*, *intake port*, *intake valve* membatasi jumlah udara pada sebuah mesin dapat menginduksi. Parameter yang digunakan untuk mengukur efektivitas proses induksi mesin adalah efisiensi volumetrik  $\eta_v$ . Efisiensi volumetrik hanya digunakan dengan mesin siklus empat-langkah yang memiliki proses induksi yang berbeda. Hal ini didefinisikan sebagai laju aliran volume udara sistem *intake* dibagi dengan tingkat di mana volume dipindahkan oleh piston:

$$\eta_v = \frac{2 \times \dot{m}_a}{\rho_a \times V_d \times N} \quad (2.11)$$

Dimana dalam satuan SI, yaitu :

$\eta_v$  = efisiensi volumetrik

$\dot{m}_a$  = laju aliran massa udara ( kg/jam)

$V_d$  = volume silinder / *displacement volume* (dm<sup>3</sup>)

$\rho_a$  = massa jenis udara ( kg/ kW. jam)

$N$  = putaran mesin (rpm)

Laju aliran massa *inlet* dapat diambil sebagai massa jenis atmosfer udara atau mungkin diambil sebagai kerapatan udara di *inlet manifold*. Nilai maksimum dari  $\eta_v$  untuk mesin normal berada dikisaran 80 sampai 90 persen. Efisiensi volumetrik untuk mesin diesel agak lebih tinggi daripada untuk mesin bensin. [Ref. 4 hal. 54]

## 2.4 Exhaust Gas Recirculating (EGR)

Kendaraan menghasilkan dua macam bentuk racun, yang terlihat oleh mata dan yang tak terlihat oleh mata. Yang terlihat oleh mata adalah PM (*particulate matter*) yaitu jelaga, asap hitam, tar, dan hidrokarbon yang tidak terbakar. Sedang untuk yang tak terlihat oleh mata adalah NO<sub>x</sub>, CO dan hidrokarbon, walaupun tak terlihat biasanya indera kita bisa merasakan kalau kadarnya terlalu tinggi yaitu mata perih dan menjadi berlinang air mata

Jika suhu dalam ruang bakar terlalu rendah maka jumlah PM nya akan meningkat dan jika suhu terlalu tinggi maka NO<sub>x</sub> nya yang akan meningkat. Dalam mesin diesel, formasi unsur NO<sub>x</sub> sangat dipengaruhi oleh peningkatan suhu dalam ruang bakar. Maka daripada itu, penting dilakukan menjaga tingkat temperatur ruang bakar pada posisi tertentu. Cara mudah untuk mengurangi kadar NO<sub>x</sub> adalah memperlambat *timing* semprotan bahan bakar, akan tetapi hal tersebut malah mengakibatkan borosnya bahan bakar sebesar 10-15%. Lalu bagaimana caranya supaya PM nya rendah dan NO<sub>x</sub> nya juga rendah dengan tidak mengorbankan kemampuan mesin, lebih ekonomis bahan bakar dan lebih ramah kepada lingkungan. Beberapa cara untuk meningkatkan



kemampuan efisiensi pembakaran banyak macamnya yaitu dengan menggunakan bantuan komputer, mengatur kesesuaian semprotan bahan bakar dan udara, menggunakan teknologi *common rail* dimana menggunakan tekanan yang sangat tinggi dan kesesuaian timing injeksi pada setiap putaran mesin, kepala silinder bermulti-klep dan lain-lain

EGR adalah alternative untuk mengurangi  $\text{NO}_x$ , C dan beberapa gas buang yang beracun hasil pembakaran. Dalam gas buang terdapat  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  dan uap air.  $\text{NO}_x$  dikurangi dalam ruang bakar dengan menyuntik kembali gas buang yang telah didinginkan melalui *heat exchanger*. Udara yang dimasukkan kembali ke dalam silinder ini mengurangi konsentrasi  $\text{O}_2$  dan suhu pembakaran sehingga nilai  $\text{NO}_x$  nya pun turun. Namun bahan bahan bakar dan PM akan bertambah karena pembakaran menjadi tidak optimal. PM ini harus dikurangi dengan cara memodifikasi injector bahan bakar, memodifikasi *catalyst* atau *filter*. Temperatur spesifik EGR lebih tinggi daripada udara bebas, oleh karena itu EGR meningkatkan suhu *intake* lalu pada waktu yang bersamaan menurunkannya pada ruang bakar.

$$\% \text{ EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_I} \times 100\% \quad (2.12)$$

Dimana dalam satuan SI, yaitu :

$\% \text{ EGR}$  = % udara untuk EGR

$\dot{m}_{EGR}$  = laju udara campuran yang masuk ke intake

$\dot{m}_I$  = laju udara masuk ke silinder ( $\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{Air}$ )

Pada pembebanan yang tinggi, sangat sulit EGR bekerja mendinginkan pembakaran dan malah akan menyebabkan timbulnya banyak asap dan PM (*particulate matter*). Pada pembebanan ringan, hidrokarbon yang tidak terbakar dalam EGR akan terbakar kembali dalam campuran berikutnya, meningkatkan bahan bakar yang tidak terbakar pada *exhaust* dan meningkatkan efisiensi penghentian termal. Selain itu juga, EGR panas akan meningkatkan suhu *intake*, yang akan mempengaruhi pembakaran dan emisi pembuangan. Dengan menggunakan EGR, terdapat timbal balik antara pengurangan kadar  $\text{NO}_x$  dengan peningkatan jelaga dan hidrokarbon yang tidak terbakar.

Beberapa penelitian telah membuktikan hal ini dan mengindikasikan bahwa lebih dari 50% EGR , PM meningkat sangat tajam dan sangat dianjurkan menggunakan filter atau catalyst. Udara yang akan masuk ke *intake* untuk *recycled* maksimal 30% dari gas buang. [Ref. 4 hal. 103]

#### **2.4.1 Klasifikasi EGR**

Berdasarkan temperatur EGR di klasifikasikan menjadi 2, yaitu :

*a. HOT EGR*

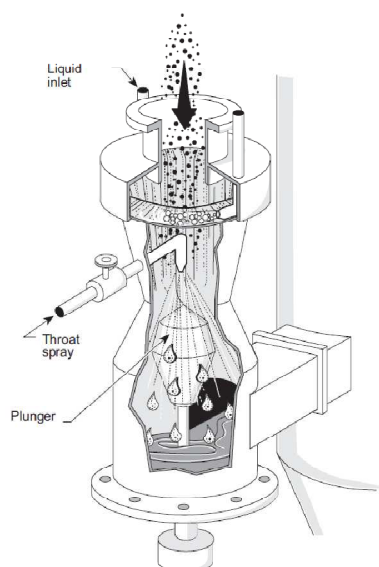
Suatu metode yang digunakan untuk mensirkulasikan gas buang tanpa mendinginkan gas buang tersebut sehingga menyebabkan peningkatan suhu udara *intake*.

*b. COLD EGR*

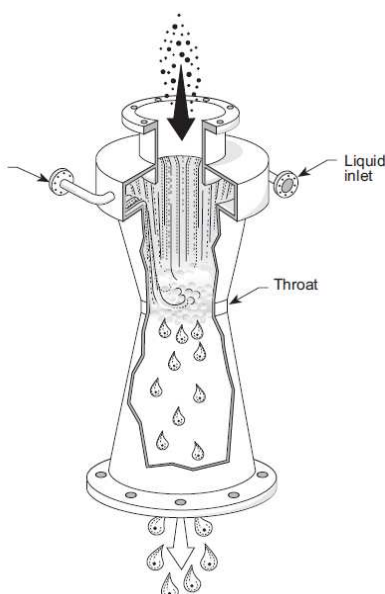
Suatu metode yang digunakan untuk mensirkulasikan gas buang dengan mendinginkan gas buang tersebut menggunakan *heat exchanger*.

## 2.5 Venturi Scrubber

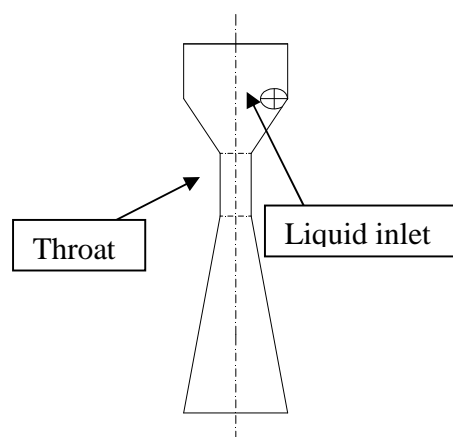
Pada penelitian ini dibutuhkan sebuah *Venturi Scrubber* yang berfungsi untuk mendinginkan gas buang yang masuk melalui katub EGR. Adapun jenis-jenis desain *venturi scrubber* seperti pada gambar dibawah ini:



Gambar 1



Gambar 2



Gambar 3

**Gambar 2.7** Jenis-jenis *venturi scrubber* [Ref. 10 hal. 5-8]

Pada penelitian ini menggunakan desain *venturi scrubber* gambar 3 yang telah dimodifikasi dengan menambahkan poros media dibawah *throat*. Tujuan dari modifikasi ini untuk menyaring *particulat matter* atau partikel-partikel pada gas buang yang akan masuk kedalam *engine combustion*. Adapun alasan pemilihan desain *venturi scrubber* gambar 3 dikarenakan dalam proses perancangan dan pembuatannya lebih mudah dari desain yang lain dan dapat berfungsi dalam penelitian ini. [Ref. 6 hal. 3]

$$V_{2 \text{ orifice}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho_{\text{gas}} \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}}$$

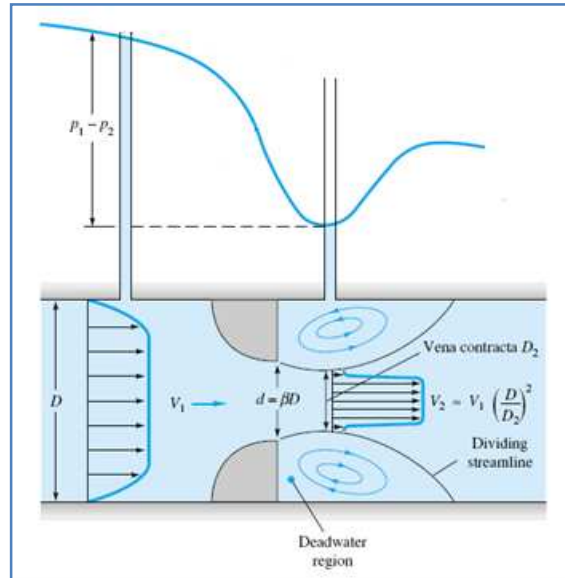
$$V_1 = V_2 \cdot \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

$$D_{2 \text{ orifice}} = D_{\text{throt}}$$

$$V_{2 \text{ orifice}} = V_{\text{throt}}$$

## 2.6 Orifice Plate Flowmeter

*Orifice plate* adalah salah satu alat yang dapat digunakan untuk mengukur laju aliran masa dari aliran, prinsip kerjanya aliran melewati *orifice plate* kemudian akan mengecil dan membentuk suatu daerah yang disebut *vena contracta* selanjutnya akan terjadi perbedaan tekanan aliran antara sebelum dan setelah melewati *orifice plate*, dan setelah itu laju aliran masa dari aliran dihitung menggunakan persamaan *bernouli* dan persamaan kontinuitas, Gambar 2.8 adalah profil kecepatan dan tekanan yang terjadi ketika aliran melewati *orifice plate flowmeter*.



**Gambar 2.8** Kecepatan dan profil pada *orifice plate flowmeter* [Ref. 9 hal.23-24].

Persamaan kontinuitas :

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2 = \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \quad (2.13)$$

Persamaan Bernouli :

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho V_2^2}{2} \left[ 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 \right] \quad (2.14)$$

Substitusi persamaan :

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho V_2^2}{2} \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

Sehingga  $V_2$  teoritis :

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} \quad (2.15)$$

Dan  $\dot{m}$  teoritis adalah :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{teoritis} &= \rho V_2 A_2 = \rho \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} A_2 \\ \dot{m}_{teoritis} &= \rho V_2 A_2 = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Persamaan diatas kurang akurat karena diabaikan beberapa faktor seperti gaya gesek, oleh karena itu untuk mengurangi ketidaksesuaian tersebut ditambahkan satu koefisien baru yaitu  $C_d$  (*discharge coefficient*), dan  $D_2/D_1 = \beta$ , sehingga  $(A_2/A_1)^2 = (D_2/D_1)^4 = \beta^4$

$$\dot{m} = \frac{C_d A_2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (2.17)$$

Untuk nilai *discharge coefficient* ASME merekomendasikan persamaan yang dikembangkan oleh ISO adalah sebagai berikut :

$$C_d = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,184\beta^8 + 91,71\beta^{2,5} \text{Re}_1^{-0,75} + \frac{0,09\beta^4}{1 - \beta^4} F_1 - 0,0337\beta^3 F_2 \quad (2.18)$$

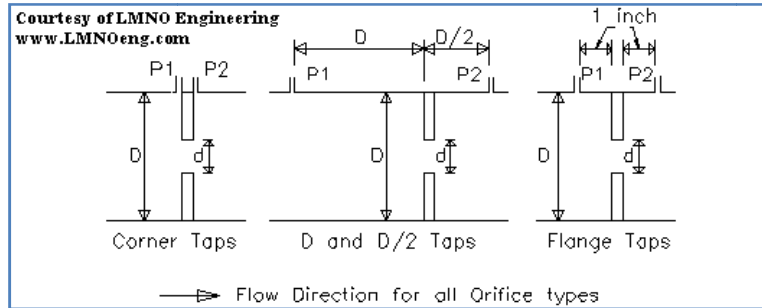
$$\text{Dengan } \text{Re} = \frac{\rho V_1 D_1}{\mu} \quad (2.19)$$

Re = Bilangan *Reynold*

V = Kecepatan (m/s)

D = Diameter (m)

$\mu$  = Viskositas (kg/m.s)



**Gambar 2.9** Berbagai tipe tapping pada *orifice flowmeter* [Ref. 12 hal. 2]

Dan nilai  $F_1$  dan  $F_2$  berdasar pada posisi tap seperti pada Gambar 2.8 adalah sebagai berikut:

Corner taps :	$F_1 = 0$	$F_2 = 0$
D; 1/2D taps :	$F_1 = 0,4333$	$F_2 = 0,47$
Flange taps :	$F_1 = 1/D$ (in)	$F_2 = 1/D$ (in)

Kemudian jika fluida yang diukur adalah fluida kompresibel maka ditambahkan *factor expansion*  $Y$  untuk mengurangi ketidaksesuaian yang dikembangkan oleh Perry [Ref. 8], dimana  $k$  adalah *specific heat ratio*, persamaanya adalah sebagai berikut :

$$Y = \sqrt{r^k \left( \frac{k}{k-1} \right) \left( \frac{1-r^{k-1/k}}{1-r} \right) \left( \frac{1-\beta^4}{1-\beta^4 r^{2/k}} \right)} \quad (2.20)$$

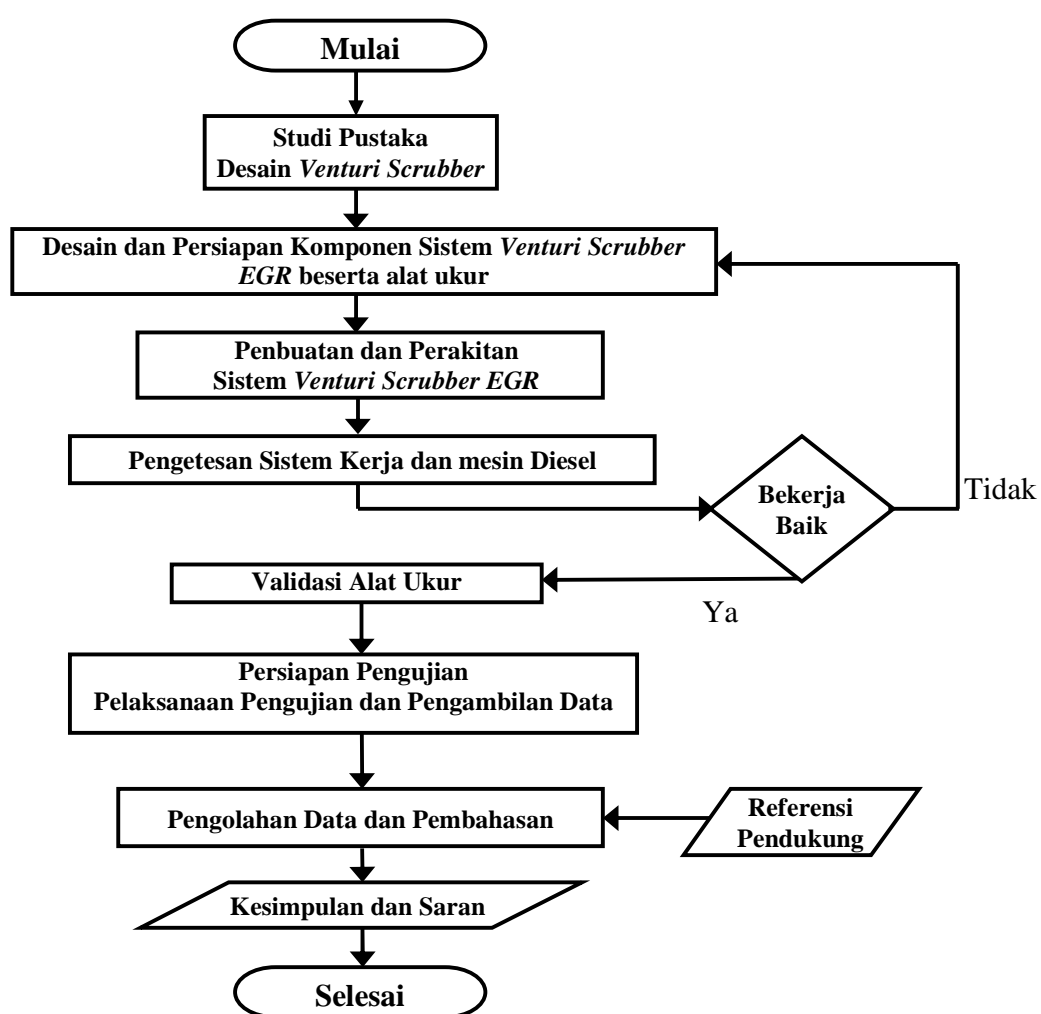
Dengan  $r = P_2 / P_1$  sehingga persamaan laju aliran masa pada *orifice plate* untuk fluida kompresibel menjadi,

$$\dot{m} = \frac{YC_d A_2}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (2.21)$$

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1. Diagram Alir Metodologi Penelitian

Didalam melakukan penelitian diperlukan beberapa tahapan agar dapat berjalan lancar, sistematis dan sesuai dengan prosedur dan literatur yang ada.



**Gambar 3.1** Diagram alir metodologi penelitian.

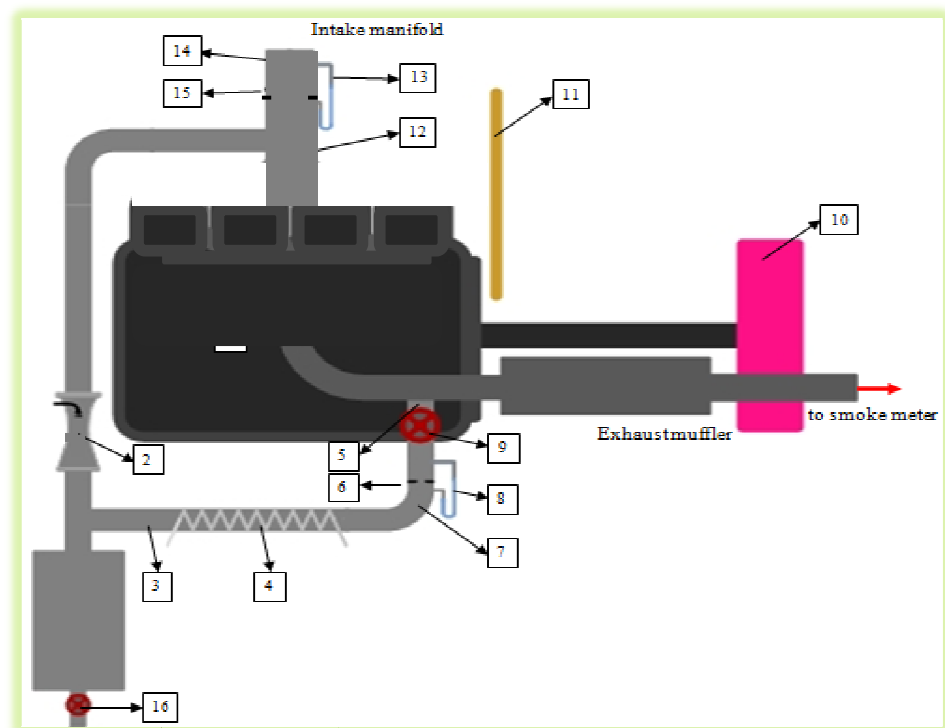
Keterangan:

Bekerja baik : karena alat *venturi scrubber* pada penelitian ini dapat berfungsi dengan baik dalam menurunkan temperatur yang diinginkan.



### 3.2. Deskripsi Alat-Alat Uji

Alat uji yang digunakan dalam pengujian bahan bakar solar terdiri dari mesin uji, dinamometer, dan alat ukur lainnya. Susunan dari alat uji adalah seperti tampak pada skema di bawah :



**Gambar 3.2** Deskripsi alat-alat uji

Keterangan gambar:

- |                            |                             |
|----------------------------|-----------------------------|
| 1. Mesin diesel            | 9. Katup <i>EGR</i>         |
| 2. <i>Venturi scrubber</i> | 10. Dinamometer             |
| 3. Termokopel $T_3$        | 11. <i>Buret</i>            |
| 4. <i>Heater</i>           | 12. Termokopel $T_4$        |
| 5. Termokopel $T_1$        | 13. Manometer <i>intake</i> |
| 6. <i>EGR orifice</i>      | 14. Termokopel $T_5$        |
| 7. Termokopel $T_2$        | 15. <i>Intake orifice</i>   |
| 8. Manometer <i>EGR</i>    | 16. Katup                   |

### 3.2.1. Mesin Uji



**Gambar 3.3** Mesin uji

**Tabel 3.1** Spesifikasi mesin

Uraian	C223
Tipe Mesin	Pendinginan air, 4 langkah sejajar tipe katup atas
Tipe ruang bakar	Tipe ruang pusar
Tipe pelapis dalam silinder	kering (chromard liner)
Sistem gigi timing	Roda gigi
Jumlah ring piston	Ring kompresi 2 ring minyak 1
Jumlah silinder - garis tengah x langkah (mm)	4 - 88 x 92
Isi silinder (cc)	2.238
Perbandingan kompresi	21:01
Ukuran mesin :	
panjang x lebar x tinggi (mm)	741 x 546 x 716
Berat mesin (kg)	220
Urutan injeksi bahan bakar	1-3-4-2
Timing injeksi bahan bakar	10°
Tipe pompa injeksi	Bosch distributor
Tipe alat pengabut	Tipe throttle
Tekanan awal injeksi (kg/cm <sup>2</sup> )	105
Tekanan kompresi (kg/cm <sup>2</sup> )	31 pada 200 rpm
Putaran tanpa beban (rpm)	675-725
Celah katup isap dan buang (rpm)	(dingin) 0.45
Katup isap terbuka pada	11° sb TMA
tertutup pada	49° sd TMB
Katup buang terbuka pada	51° sb TMB
tertutup pada	9° sd TMA
Metode pelumasan	Sirkulasi bertekanan
Kapasitas minyak pelumas (liter)	6.0
Metode pendinginan	Sirkulasi bertekanan
Kapasitas air pendinginan (liter)	9.0
Tipe baterai - tegangan (V)	NS70 - 12
Kapasitas dinamo pengisi (V - ah)	12 - 40
Kapasitas stater (V - Kw)	12 - 2.0
Tahun produksi	1991

(Isuzu zirang semarang)

### 3.2.2. Alat Uji Gas Buang



**Gambar 3.4** Alat uji gas buang

**Tabel 3.2** Spesifikasi alat uji gas buang

Uraian	Stargass
Power	270V 50-60Hz
Battery	16V (5A fuse)
Max consumption	70Wr
Display	LCD 320x240
Printer	Thermal bi-color (black/red,24 columns)
Serial ports	COM1, COM2, RS232, RS485
Video plug VGA	PALor NTSC
Parameters Abient temperature	-40 - +60 celcius
Ambient pressure	750 - 1060 hPa
Ambient relative humidity	0% - 100%
Refresh rate	20 times per second
Flow Rate	10 liter per minute
Working temperature	+5 - +40celcius
Feature	Clock, date and time print
Size	400x180x450
Weight	8,6 kgs

Instrumen ini didesain untuk mengukur CO, CO<sub>2</sub>, HC, O<sub>2</sub> untuk mesin bensin, sedangkan untuk mesin diesel hanya bisa digunakan untuk mengukur opasitas.

### 3.2.3. *Smoke Analysis Chamber*



**Gambar 3.5** *Smoke analysis chamber*

**Tabel 3.3** Spesifikasi *smoke analysis chamber*

Uraian	Keterangan
Power	270V 50-60Hz
Battery	16V (5A fuse)
Max consumption	70W
Display	LCD 320x240
Printer	Thermal bi-color (black/red,24 columns)
Serial ports	COM1, COM2, RS232, RS485
Video plug VGA	PALor NTSC
Parameters Ambient temperature	-40 - +60 celcius
Ambient pressure	750 - 1060 hPa
Ambient relative humidity	0% - 100%
Refresh rate	20 times per second
Flow Rate	10 liter per minute
Working temperature	+5 - +40celcius
Feature	Clock, date and time print
Size	400x180x450
Weight	8,6 kgs

*Smoke Analysis Chamber* akan menganalisa kandungan gas buang dan menghitung campuran udara-bahan bakar ( $\lambda$ ) berdasarkan rpm mesin. Gas buang diukur dengan memasukkan *probe* ke dalam gas buang kendaraan. Gas buang yang dianalisa telah dipisahkan dari kandungan airnya melalui saringan kondensasi yang lalu diteruskan ke sel pengukuran.

Pemancar akan menghasilkan sinar infra merah yang dikirim melalui *filter optics* ke penerima sinar infra merah untuk menganalisa kandungan gas buang berupa CO, HC, CO<sub>2</sub>, yang lalu diteruskan ke amplifier dan selanjutnya ditampilkan di *display*. Gas yang terdapat pada sel ukur akan menyerap sinar infra merah dengan panjang gelombang yang berbeda tergantung dari masing-masing konsentrasi gas. Gas H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, dan O<sub>2</sub> (memiliki nomor atom yang sama) akan membentuk komposisi molekul dan tidak menyerap sinar infra merah. Sehingga pengukuran ketiga komponen tersebut melalui sensor kimia. Dalam hal ini alat *gas analyzer stargas 898* hanya digunakan untuk mengetahui *opacity* gas buang dari mesin diesel saja.

#### 3.2.4. Buret



**Gambar 3.6** Buret

Digunakan untuk menghitung volume bahan bakar yang dikonsumsi oleh mesin uji selama pengujian. Pemakaian bahan bakar dihitung berdasarkan waktu yang dibutuhkan untuk menghabiskan tiap 20 ml bahan bakar. Buret yang digunakan disini adalah pada waktu pedal rem ditekan dan menunjukkan putaran yang diinginkan maka katup bahan bakar ditutup sehingga pemakaian bahan bakar dihitung berdasarkan waktu yang dibutuhkan untuk menghabiskan tiap  $\frac{20}{34}$  ml bahan bakar. Setelah itu katup dibuka kembali dan seterusnya.

### 3.2.5. Stopwatch

Alat pencatat waktu disini digunakan untuk mengukur waktu konsumsi bahan bakar. *Stopwatch* yang digunakan sebanyak 3 buah dengan spesifikasi teknis sebagai berikut

*Buterfly stopwatch* : range 0 s/d 60 s



**Gambar 3.7** *Stopwatch*

### 3.2.6 Termokopel



**Gambar 3.8** Termokopel Tipe K

**Tabel 3.4** spesifikasi termokopel

Thermocouple type	Overall range °C	0,1°C resolution	0,025°C resolution
K	-270 to 1370	-270 to 1370	-250 to 1370

Termokopel adalah alat untuk mengukur temperatur. Prinsip dari termokopel ini adalah dua buah metal yang berbeda digabungkan bersama, sehingga menimbulkan beda potensial jika salah satu ujungnya diberi panas. Dalam pemakaian termokopel diperlukan adanya suatu display yang berfungsi untuk menampilkan nilai dari temperatur yang terukur.

Termokopel banyak digunakan sensor suhu untuk pengukuran dan pengendalian. Termokopel secara luas digunakan dalam ilmu pengetahuan dan industri; aplikasi meliputi pengukuran suhu untuk turbin gas buang, mesin diesel, dan proses industri lainnya. Termokopel yang kita gunakan ini menggunakan tipe K.

### 3.2.7 Dinamometer

**Gambar 3.9** Dinamometer



**Tabel 3.5** spesifikasi dynamometer

Uraian	Land and Sea
Hp	15 to 800 (standart - single rotor)
Hp option	1 to over 10.000
Torque option	2 to over 5.000 lb-ft
RPM	1.000 to over 10.000(standart)- optional absorbers to over 20.000

Dynamometer digunakan untuk mengukur torsi sebuah mesin. Jenis dynamometer yang digunakan adalah hidrolik dengan fluida air. Dynamometer hidrolik ini memiliki dua komponen penting yaitu sudu gerak (rotor) dan sudu tetap (stator). Rotor terhubung dengan poros dari mesin yang akan diukur, dimana putaran dari mesin tersebut memutar rotor dynamometer. Rotor akan mendorong air didalam dynamometer, sehingga air akan terlempar menghasilkan tahanan terhadap putaran mesin dan menghasilkan panas. Aliran air secara kontinu melalui rumah (*casing*) sangat penting untuk menurunkan temperatur dan juga untuk melumasi *seal* pada poros. Sedangkan stator terletak berhadapan dengan rotor dan terhubung tetap pada *casing*. Pada *casing* dipasang lengan, dimana pada ujung lengan terhadap alat ukur pembebanan sehingga torsi yang terjadi dapat diukur.

Dalam melakukan pengujian torsi kali ini, digunakan metode *Constant Speed Test* yaitu metode untuk mengetahui karakteristik motor bakar yang beroperasi dengan beban bervariasi, tapi putarannya konstan. Hal ini dilakukan dengan cara, pada bukaan gas tertentu diperoleh rpm tertingginya dan kemudian dilakukan pengeraman pada rpm yang diinginkan hingga batas minimumnya. Dalam kondisi ini sudu gerak (rotor) akan tertahan oleh *casing* (stator), pada *casing* dipasang lengan, dimana pada ujung lengan terdapat alat ukur pembebanan sehingga torsi yang terjadi dapat diukur dan akan menekan batang besi sebesar beban yang tampil pada *load display*. *Load display* dapat dilihat pada gambar 3.10.



**Gambar 3.10** *Display load*

### 3.2.8 Proximity Sensor

*Proximity* Sensor adalah suatu alat yang digunakan untuk mengukur jumlah putaran suatu poros yang berputar. Sensor ini mampu mendeteksi keberadaan benda di sekitarnya tanpa ada kontak fisik. Cara kerja sensor ini memancarkan medan elektromagnetik atau listrik, atau sinar radiasi elektromagnetik (inframerah, misalnya), dan mencari perubahan sinyal secara aktual.



**Gambar 3.11** *Proximity Sensor*

Diperlukan *display* dalam penggunaan *proximity* sensor sebagai alat baca. Nantinya *display* akan menampilkan nilai RPM.



**Gambar 3.12** *Display proximity sensor*

### 3.2.9 *Thermostat*

*Thermostat* adalah perangkat untuk mengatur suhu sistem sehingga suhu sistem dipertahankan dekat suhu *setpoint* yang diinginkan. *Thermostat* melakukan pemanasan atau pendinginan atau menonaktifkan perangkat, atau mengatur aliran cairan perpindahan panas yang diperlukan, untuk mempertahankan suhu yang tepat. *Thermostat* bisa digunakan dalam banyak cara dan dapat menggunakan berbagai sensor untuk mengukur suhu. *Output* dari sensor kemudian mengontrol aparatus pemanasan atau pendinginan. *Thermostat* dalam penelitian ini digunakan untuk mengatur suhu *heater* yang disesuaikan dengan variasi.



**Gambar 3.13** *Thermostat autonic*

### 3.2.10 Orifice Plate Flowmeter

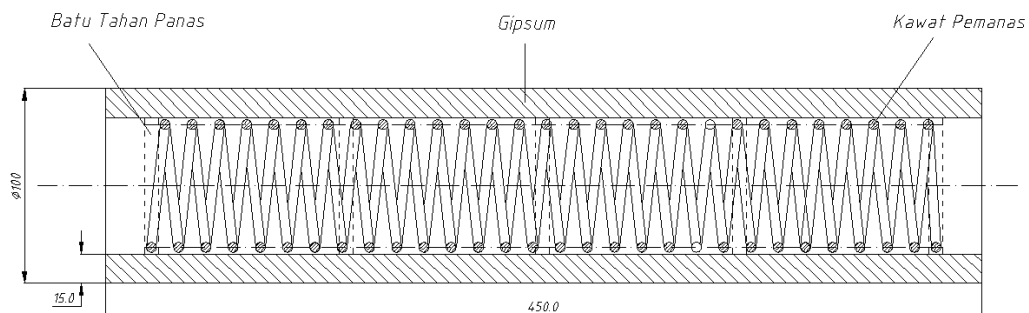
*Orifice plate* adalah salah satu alat yang dapat digunakan untuk mengukur laju aliran masa dari aliran, prinsip kerjanya aliran melewati *orifice plate* kemudian akan mengecil dan membentuk suatu daerah yang disebut *vena contracta* selanjutnya akan terjadi perbedaan tekanan aliran antara sebelum dan setelah melewati *orifice plate*, dan setelah itu laju aliran masa dari aliran dihitung menggunakan persamaan *bernouli* dan persamaan kontinuitas.



**Gambar 3.14** *Orifice plate*

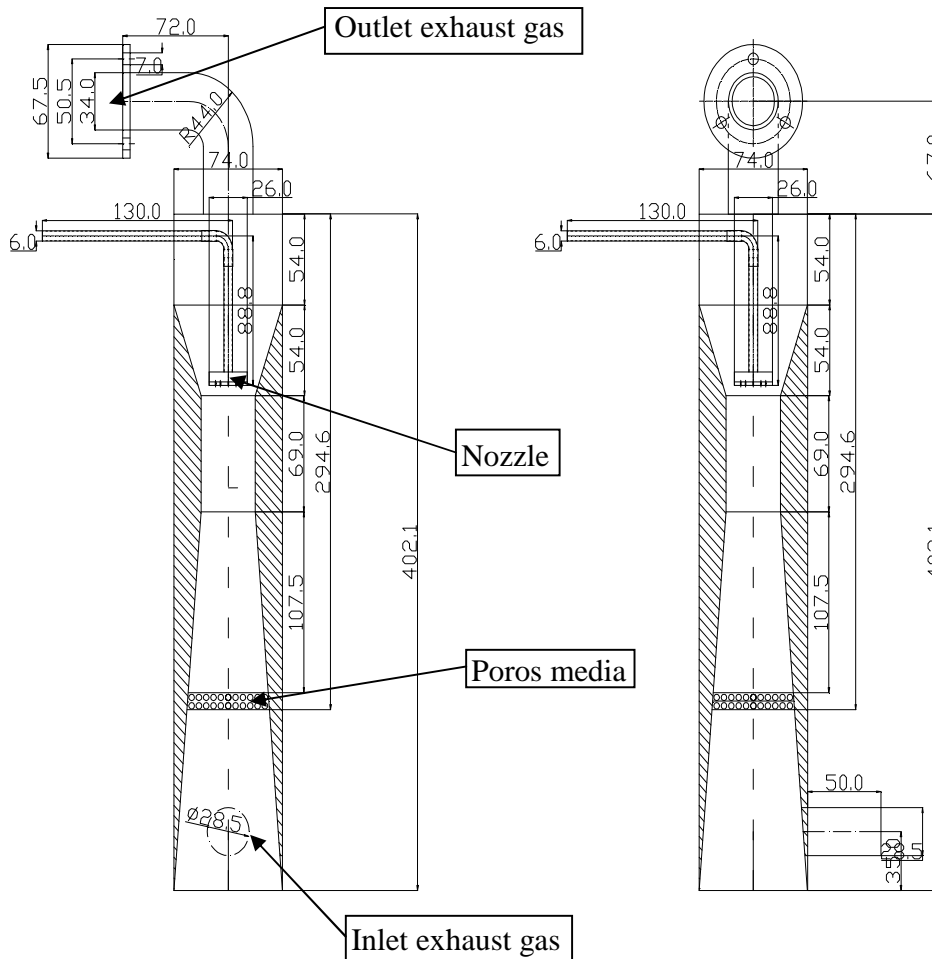
### 3.2.11 Heater

*Heater* yang kita gunakan memiliki daya 3000 watt, digunakan untuk memanaskan udara setelah masuk ke katub EGR. Udara ini dipanaskan dengan 4 variasi berbeda, yaitu 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C. Pemanasan udara ini tidak langsung masuk ke *intakemanifold*, tapi masih di dalam sistem EGR, seperti nanti bisa kita lihat di hasil penelitian, dimana udara ini akan bercampur dahulu dengan udara luar sebelum masuk ke *intake manifold*.



**Gambar 3.15** *Heater 3000 watt*

### 3.2.12 Venturi Scrubber



**Gambar 3.16** Venturi Scrubber yang digunakan pada Cold EGR

Pada penelitian ini dibutuhkan sebuah *Venturi Scrubber* yang dapat berfungsi untuk mendinginkan udara yang bergerak didalam pipa *exhaust* yang akan dimasukan ke dalam *intake*, oleh sebab itu *Venturi Scrubber* ini kita desain agar sesuai dengan hasil yang akan kita inginkan

Pendingin disini menggunakan fluida berupa air untuk mendinginkan udara panas gas buang yang mengalir. Pada intinya udara akan masuk ke HE atau *Heat Exchanger*

yang berisi poros media dan *nozzle*. Adapun fungsi poros media tersebut sebagai *filter* gas buang, sedangkan fungsi dari *nozzle* sebagai pendingin gas buang yang akan masuk ke *intake manifold* dengan sistem pendinginan kontak langsung (*Direct contact*). Fluida air akan mengalir berlawanan (*counter flow*) dengan arah fluida gas tersebut di dinding dalam pipa *Venturi Scrubber* yang berisi gas buang, sehingga fluida air dapat menyerap panas saat terjadi *Direct contact* antara gas buang dan fluida air yang keluar melalui *nozzle* dalam bentuk pengkabutan.

Pendinginan gas buang tadi memiliki 4 variasi suhu yaitu 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C. udara yang telah di dinginkan tadi tidak langsung masuk ke *intake manifold*, tapi masih di dalam sistem EGR, seperti nanti bisa kita lihat di hasil penelitian, dimana udara ini akan bercampur dahulu dengan udara luar sebelum masuk ke *intake manifold*.

### 3.3. Kalibrasi Alat Uji

Kalibrasi adalah kegiatan untuk menentukan sifat-sifat metrologi suatu alat ukur dengan membandingkannya terhadap standar ukur sehingga menyakini nilai yang ditunjukkan oleh alat ukur adalah benar. Proses kalibrasi sangat penting dalam suatu pengukuran untuk menjamin validitas data pengujian. Hal ini dikarenakan alat ukur akan mengalami perubahan setelah pemakaian yang lama, sehingga hasil yang ditunjukkan pada alat tersebut belum tentu menunjukkan data yang sebenarnya. Berikut ini adalah hasil kalibrasi alat uji:

#### 1. *Orifice* meter

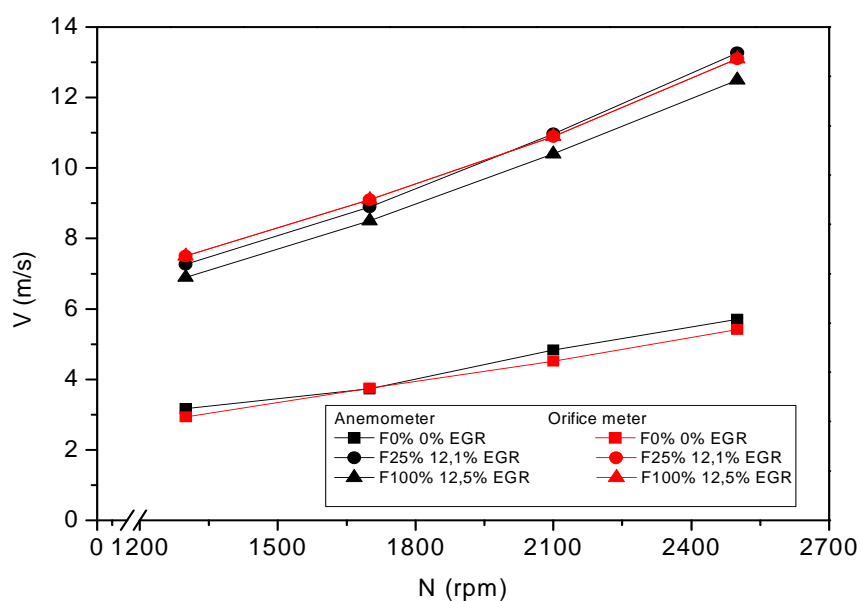
*Orifice* yang digunakan dalam pengujian ini di validasi dengan anemometer digital. Cara memvalidasinya adalah membandingkan kecepatan udara yang masuk ke *intake manifold* setelah melewati *orifice* dengan mengukur kecepatan udara menggunakan anemometer digital. Anemometer diletakkan diatas pipa udara yang digunakan sebagai jalur udara luar masuk ke *intake manifold*, sedangkan *orificenya* sendiri berada didalam pipa tersebut. Pengukuran dengan anemometer dilakukan sebanyak 3 kali.

**Tabel 3.6** Pengambilan data menggunakan anemometer digital

RPM	F 0% EGR 0%				F 25% EGR 75%				F 100% EGR 100%			
				$\Delta$				$\Delta$				$\Delta$
1300	3,3	3,2	3	3,17	7,4	7,1	7,3	7,27	6,9	7	6,8	6,9
1700	3,6	3,7	3,9	3,73	8,8	8,9	9	8,90	8,6	8,4	8,5	8,50
2100	4,8	4,8	4,9	4,83	11,1	11,1	10,7	10,97	10,3	10,4	10,5	10,40
2500	5,8	5,6	5,7	5,70	13,5	13,4	12,9	13,27	12,5	12,7	12,3	12,5

**Tabel 3.7** Perhitungan dengan menggunakan *orifice* meter

F	0%	25%	100%
EGR	0%	75%	100%
RPM			
1300	2,93	7,5	7,14
1700	3,75	9,1	8,7
2100	4,52	10,9	10,6
2500	5,41	13,1	12,85

**Gambar 3.17** Grafik hubungan antara kecepatan (m/s) dengan Putaran mesin (rpm) yang menyatakan perbandingan hasil pengukuran dari anemometer dengan *orifice* meter.

## 2. Termokopel

Termokopel pada pengujian ini dikalibrasi dengan termometer ruangan. Cara mengkalibrasinya dengan meletakkan ke-5 termokopel dan termometer pada suatu ruangan tertentu. Termokopel dihubungkan dengan *display* untuk mengetahui nilai temperatur ruangan.

**Tabel 3.8** Pengambilan data menggunakan termometer

	Temperatur (°C)										
Termometer	1	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
T1	2	11	22	32	40	51	60	69	80	91	99
T2	2	12	21	31	41	49	60	70	81	91	100
T3	3	11	22	30	41	50	61	70	81	90	99
T4	1	11	21	31	41	51	61	71	80	92	101
T5	2	12	20	30	42	51	60	69	79	92	100

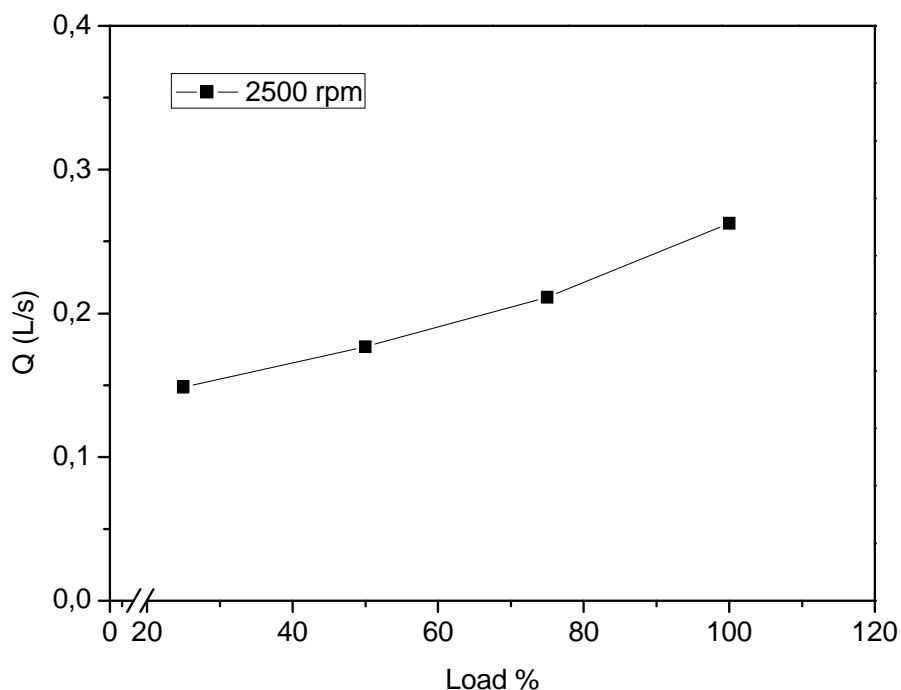
## 3. Dinamometer

Dinamometer pada pengujian ini dikalibrasi dengan keluaran debit air. Cara mengkalibrasinya dengan melakukan beberapa variasi bukaan debit air, pada putaran mesin 2500 rpm. Dengan menggunakan stopwatch, dihitung waktu yang digunakan air yang keluar dari dynamometer untuk memenuhi gelas ukur sebesar 5 L. Percobaan ini dilakukan 3 kali.

**Tabel 3.9** Pengambilan data menggunakan dynamometer

Bukaan	Volume	Waktu I	Waktu II	Waktu III	Rata-rata	Debit
(%)	(L)	(s)	(s)	(s)	(s)	(L/s)
25	5	33,15	33,28	34,44	33,62	0,1487
50	5	28,87	28,35	27,69	28,30	0,1767
75	5	23,8	23,79	23,43	23,67	0,2112
100	5	18,73	19,23	19,17	19,04	0,2626





**Gambar 3.18** Grafik hubungan antara  $Q(L/s)$  dengan Load pada putaran mesin 2500 rpm.

### 3.4. Prosedur Pengujian

#### 3.4.1. Persiapan pengujian

Sebelum melakukan pengujian ada beberapa hal yang perlu dilakukan agar pada saat pengujian tidak mengalami gangguan maupun kecelakaan kerja. Hal-hal yang harus diperhatikan adalah penyetelan dan pengecekan mesin uji, adapun yang harus dilakukan sebelum pengujian adalah sebagai berikut:

- Persiapkan bahan bakar.
- Memeriksa pelumas mesin, baik secara kualitas maupun secara kuantitas.
- Memeriksa kondisi mesin uji, penyetelan Bosch Pump dan Filter bahan bakar dan pembersihan seluruh sistem bahan bakar dan pengapian.
- Mengklaribrasi alat-alat ukur yang akan digunakan.
- Memasang semua alat uji.
- Menyiapkan alat-alat ukur yang diperlukan selama pengujian.

- g. Memeriksa semua selang bahan bakar dan memastikan tidak terdapat kebocoran untuk menghindari terjadinya kecelakaan.

### 3.4.2. Pengujian Kalori Bahan Bakar

Dalam pengujian ini kita menggunakan solar sebagai bahan bakarnya. Untuk itu kita perlu melakukan pengujian untuk mengetahui kalori dari solar yang akan kita gunakan. Langkah-langkahnya sebagai berikut :

- a. Alat BOM Kalorimeter dinyalakan
- b. Temperatur air diturunkan dengan menggunakan *water ciller* sampai  $\pm 20^{\circ}\text{C}$ , saat proses ini berarti mesin mulai running.
- c. Selama proses running dilakukan proses penimbangan bahan bakar. Berat yang diharuskan  $\pm 1\text{gr}$ , dalam penimbangan ini, bahan bakar diletakkan dalam cawan khusus.
- d. Masukkan bahan bakar yang telah ditimbang tadi kedalam reaktor BOM kalorimeter dengan ditambahkan kawat pemijar.
- e. Tutup reaktor dan setelah itu diisi dengan  $\text{O}_2$  sebesar 30 LBS/in<sup>2</sup>.
- f. Masukkan reaktor tersebut kedalam bucket yang telah diisi air 200ml dengan temperatur  $\pm 20^{\circ}\text{C}$ .
- g. Bucket yang telah diisi reaktor kemudian dimasukkan kedalam pocket yang berada di mesin BOM kalorimeter.
- h. Input data ke mesin BOM kalorimeter dengan parameter adiabatik.
- i. Tekan START
- j. Tunggu sampai hasil keluar.
- k. Hasil kalori dari solar adalah  $\pm 10810\text{ kal/gr}$

### 3.5. Parameter dan Langkah Pengujian

Berikut ini adalah variabel pengujian dan langkah pengujian yang berpengaruh pada hasil pengujian. Dimana langkah pengujian dijabarkan hanya yang merupakan parameter *independent* yang mempengaruhi parameter *dependent*.

### 3.6. Parameter Pengujian

Dalam pengujian ini terdapat beberapa parameter *dependent* maupun parameter *independent* yang mempengaruhi hasil pengujian yaitu :

- a. Putaran mesin.
- b. Variasi bukaan katub beban.
- c. Variasi bukaan katub *EGR*.
- d. Laju konsumsi bahan bakar.
- e. Laju aliran udara.
- f. Variasi temperatur *EGR*.

#### 3.6.1. Langkah Pengujian

Supaya pengujian berjalan secara teratur dan simetris, maka disusun beberapa langkah pengujian. Pengujian ini dilakukan 6 tahap, yaitu :

1. Pengujian tanpa beban (variasi rpm)

Pada pengujian ini hanya melakukan variasi RPM dari 1300, 1700, 2100 dan 2500 rpm.

2. Pengujian tanpa beban (variasi rpm dan EGR)

Pada pengujian ini kita melakukan 2 variasi yaitu:

- Melakukan variasi RPM dari 1300, 1700, 2100 dan 2500 rpm.
- Melakukan variasi EGR dengan bukaan 25%, 50%, 75% dan 100%.

Pada pengujian ini dimaksudkan untuk mengetahui pengaruh prestasi mesin disel seperti daya, torsi, AFR, konsumsi bahan bakar pada kondisi tanpa pembebanan.

3. Pengujian tanpa beban (variasi rpm, EGR dan *venturi scrubber*)

Pada pengujian ini kita melakukan 3 variasi yaitu:

- Melakukan variasi RPM dari 1300, 1700, 2100 dan 2500 rpm.
- Melakukan variasi EGR dengan bukaan 25%, 50%, 75% dan 100%.
- Melakukan variasi *Venturi Scrubber* untuk menurunkan suhu pada T3 dari 60 °C, ke suhu 50 °C 40 °C 37 °C .

Pada pengujian ini dimaksudkan untuk mengetahui pengaruh prestasi mesin diesel seperti daya, torsi, AFR, konsumsi bahan bakar pada kondisi tanpa pembebanan dengan penurunan suhu udara yang masuk pada *intake manifold*.

4. Pengujian dengan beban. (variasi rpm)

Pada pengujian ini dipasang dinamometer *water brake* sebagai beban. Dinamometer ditahan pada kondisi pembebanan tertentu.

- Melakukan variasi beban dari 25%, 50%, 75% dan 100%.
- Melakukan variasi RPM dari 1300, 1700, 2100 dan 2500 rpm.

5. Pengujian dengan beban (variasi rpm dan EGR)

Pada pengujian ini dipasang dinamometer *water brake* sebagai beban. Dinamometer ditahan pada kondisi pembebanan tertentu.

- Melakukan variasi beban dari 25%, 50%, 75% dan 100%.
- Melakukan variasi RPM dari 1300, 1700, 2100 dan 2500 rpm .
- Melakukan variasi EGR dengan bukaan 25%, 50%, 75% dan 100%.

Pada pengujian ini dimaksudkan untuk mengetahui pengaruh prestasi mesin diesel seperti daya, torsi, AFR, konsumsi bahan bakar pada kondisi pembebanan.

6. Pengujian dengan beban. (variasi rpm, EGR dan *venturi scrubber*)

Pada pengujian ini dipasang dinamometer *water brake* sebagai beban. Dinamometer ditahan pada kondisi pembebanan tertentu.

- Melakukan variasi beban dari 25%, 50%, 75% dan 100%.
- Melakukan variasi RPM dari 1300, 1700, 2100 dan 2500 rpm.
- Melakukan variasi EGR dengan bukaan 25%, 50%, 75% dan 100%.

- Melakukan variasi *Venturi Scrubber* untuk menurunkan suhu pada T3 dari 60 °C, ke suhu 50 °C 40 °C 37 °C
- Pada pengujian ini dimaksudkan untuk mengetahui pengaruh prestasi mesin diesel seperti daya, torsi, AFR, konsumsi bahan bakar pada kondisi pembebanan, dengan kenaikan suhu udara yang masuk pada *intake manifold*.

Sedangkan untuk menguji variabel-variabel pengujian dilakukan langkah-langkah berikut :

1. Putaran mesin

Alat : *proximity* meter

Langkah pengujian :

- Hidupkan mesin dan distabilkan hingga keadaan stabil.
- Putar *throttle gas* dan baca *display* rpm meter, sehingga tercapai putaran mesin yang diinginkan terlihat pada rpm meter.
- Lakukan pencatatan pada tiap-tiap variasi.
- Tiap variasi dilakukan pengujian 3 kali.

2. Beban

Alat : Dinamometer

Langkah pengujian :

- Pasang dinamometer
- Pasang saluran air dari tangki ke dinamometer, pastikan tidak ada kebocoran.
- Hidupkan mesin dan distabilkan hingga keadaan stabil.
- Lakukan pembebanan yang diinginkan dengan mengatur debit air yang masuk ke dinamometer.
- Lakukan pencatatan pada tiap-tiap variasi.
- Tiap variasi dilakukan pengujian 3 kali.

3. Melakukan pengukuran konsumsi bahan bakar.

Alat : *Stop watch* dan buret

Langkah pengujian

- Hidupkan mesin dan distabilkan hingga keadaan stabil.
- Memutus aliran bahan bakar ke selang.
- Dengan menggunakan *stopwatch*, ukur waktu untuk tiap 20 cc pada buret
- Lakukan pencatatan pada tiap-tiap variasi.
- Tiap variasi dilakukan pengujian 3 kali.

#### 4. Laju massa udara

Alat : *orifice plate flowmeter*

Persiapan :

- Pasang *orifice plate flowmeter* pada saluran *intake manifold* dan pada kran bukaan sistem EGR

Langkah pengujian :

- Hidupkan mesin dan distabilkan sampai keadaan stabil.
- Baca dan catat nilai yang didapat yaitu kecepatan udara masuk ke saluran *intake manifold* dan saluran bukaan EGR.
- Lakukan pencatatan pada tiap-tiap variasi.
- Tiap variasi dilakukan pengujian 3 kali.

#### 5. Nilai temperatur

Alat : *Venturi scrubber*

Termokopel

*Display*

Langkah pengujian :

- Hidupkan mesin dan distabilkan hingga keadaan stabil.
- Pada tiap titik termokopel, temperatur udara terbaca dengan menggunakan *Display*
- Hasil yang terbaca itu kita catat
- Lakukan pencatatan pada tiap-tiap variasi.
- Tiap variasi dilakukan pengujian 3 kali.

### 3.7. Metode perhitungan

#### 3.7.1. Perhitungan daya

Torsi yang dihasilkan mesin adalah :

$$T = F \times b$$

dimana F adalah gaya penyeimbangan yang diberikan dan b adalah jarak lengan torsi. Adapun daya yang dihasilkan mesin atau diserap dinamometer adalah hasil perkalian dari torsi dan kecepatan sudut. [rumus 2.2] Setelah melakukan perhitungan daya maka kita dapat mencari nilai tekanan efektif rata-rata (bmep) dari kerja mesin tersebut. [rumus 2.4]

Sebelum perhitungan bmep, kita harus mengetahui nilai dari  $V_d$ , yang didapat dari diameter langkah mesin, jumlah silinder.

$$V_d = \frac{4 \times \frac{\pi}{60} \times B^2 \times L}{1000} \quad (3.1)$$

Dalam satuan SI, yaitu:

T = torsi (Nm)

F = gaya penyeimbang (N)

b = jarak lengan torsi (m)

n = putaran kerja (rev/m)

$n_R$  = jumlah putaran engkol untuk setiap langkah kerja  
2 ( untuk siklus 4 langkah)

bmep = tekanan efektif rata-rata (kPa)

$V_d$  = Volume silinder / *displacement volum* (dm<sup>3</sup>)

B dan L = Diameter langkah (mm)

### 3.7.2. Konsumsi bahan bakar

Pemakaian bahan bakar solar dihitung berdasarkan waktu pemakaian sebanyak 20 ml. Perhitungan konsumsi bahan bakar untuk :

$$Q = \frac{v}{t} \quad (3.2)$$

Dalam satuan SI, yaitu:

Q = konsumsi bahan bakar ( ml/s )

t = waktu untuk menghabiskan 20 ml bahan bakar (s)

v = volume bahan bakar yang dikonsumsi ( ml )

### 3.7.3 Kecepatan Udara

#### 3.7.4.1. Konsumsi Udara

Pemakaian udara untuk pembakaran diukur dari kecepatan udara yang melewati *orifice* meter dirumuskan :

$$\dot{m} = \frac{Y C_d A_2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)}$$

Dimana dalam kaitanya dengan orifice meter, yaitu :

Cd = (*discharge coefficient*)

Untuk nilai Cd ASME merekomendasikan persamaan:

$$C_d = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,184\beta^8 + 91,71\beta^{2,5} \text{Re}_1^{-0,75} + \frac{0,09\beta^4}{1 - \beta^4} F_1 - 0,0337\beta^3 F_2 \beta$$

$$= D_2/D_1$$

D<sub>2</sub> = diameter orifice 2

D<sub>1</sub> = diameter orifice 2

ρ<sub>a</sub> = massa jenis udara ( tergantung dari temperatur udara *exhaust* dan temperatur udara masuk saluran *intake manifold*)

P<sub>1</sub>-P<sub>2</sub> = beda tekanan pada *orifice* meter



### 3.7.4 Perhitungan FAR (*Fuel-Air Ratio*)

Perbandingan laju aliran konsumsi udara dengan laju aliran konsumsi bahan bakar disebut FAR, dapat dirumuskan dengan persamaan 2.7

untuk campuran kaya bahan bakar  $\phi > 1$

untuk campuran stokiometrik  $\phi = 1$

untuk campuran miskin bahan bakar  $\phi < 1$

Contoh perhitungan hasil *experiment* pada EGR 100% dan beban 100%:

$$\begin{aligned}\text{Fuel/ AirRatio} &= \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \\ &= \frac{1,4153}{4,7236} = 0.018942\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{aktual}}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{stoichiometry}}} \\ &= \frac{0,01894}{0,0689} = 0.274917\end{aligned}$$

### 3.7.5 Efisiensi Bahan Bakar

Efisiensi adalah perbandingan antara daya yang dihasilkan per siklus, terhadap jumlah energi yang disuplai per siklus yang dapat dilepaskan selama pembakaran, dapat dirumuskan dengan persamaan 2.10

### 3.7.6 Efisiensi Volumetrik

Efisiensi volumetrik hanya digunakan dengan mesin siklus empat-langkah yang memiliki proses induksi yang berbeda. Hal ini didefinisikan sebagai laju aliran volume udara sistem intake dibagi dengan tingkat di mana volume dipindahkan oleh piston, dapat dirumuskan dengan persamaan 2.11

## BAB IV

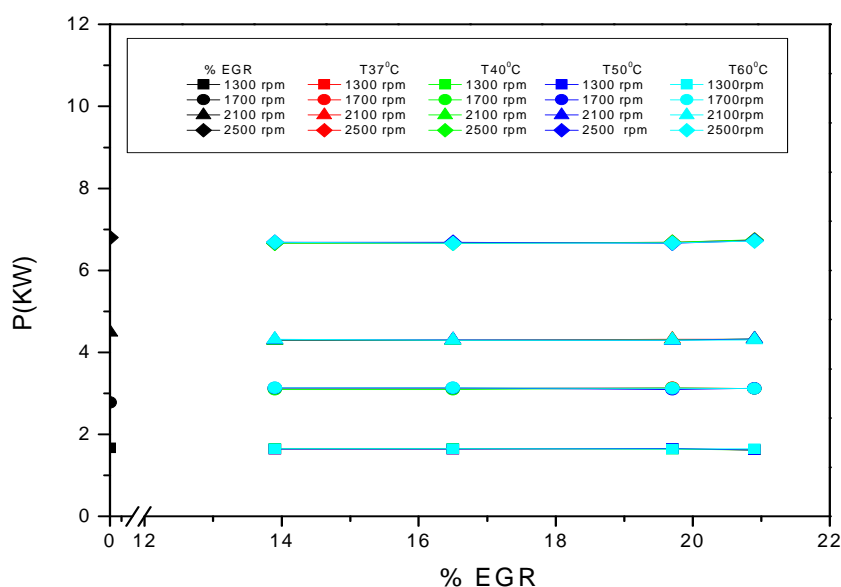
### DATA DAN ANALISA HASIL PENGUJIAN

#### 4.1 Data Hasil Pengujian

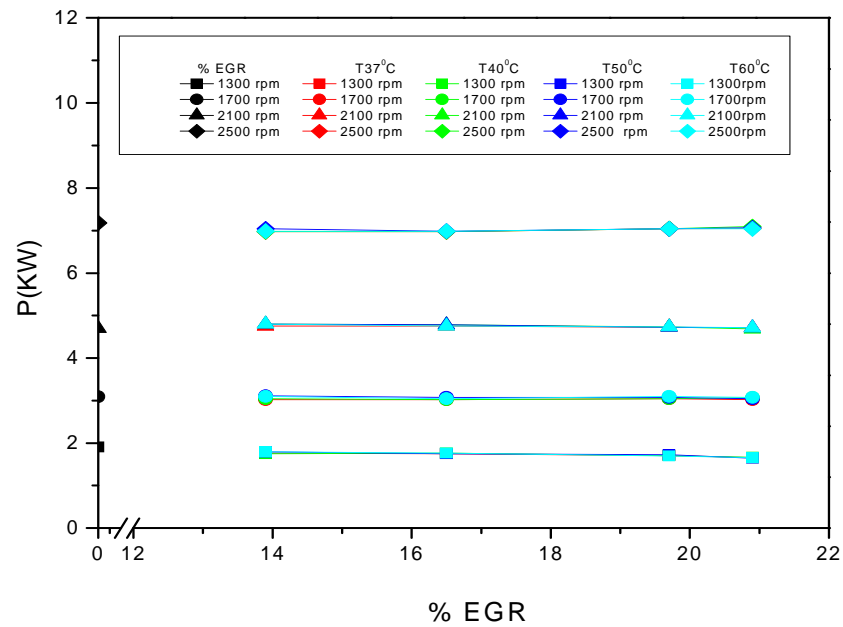
Pada bab ini akan diuraikan data hasil pengamatan dan pengujian di laboratorium terhadap unjuk kerja mesin diesel menggunakan *venturi scrubber EGR*. Uraian ini meliputi daya ( $P$ ), tekanan efektif rata-rata ( $b_{mep}$ ), perbandingan bahan bakar udara ( $FAR$ ), konsumsi bahan bakar, efisiensi bahan bakar ( $\eta_f$ ), dan efisiensi volumetrik ( $\eta_v$ ).

##### 4.1.1 Data Hasil Pengujian Untuk Daya ( $P$ )

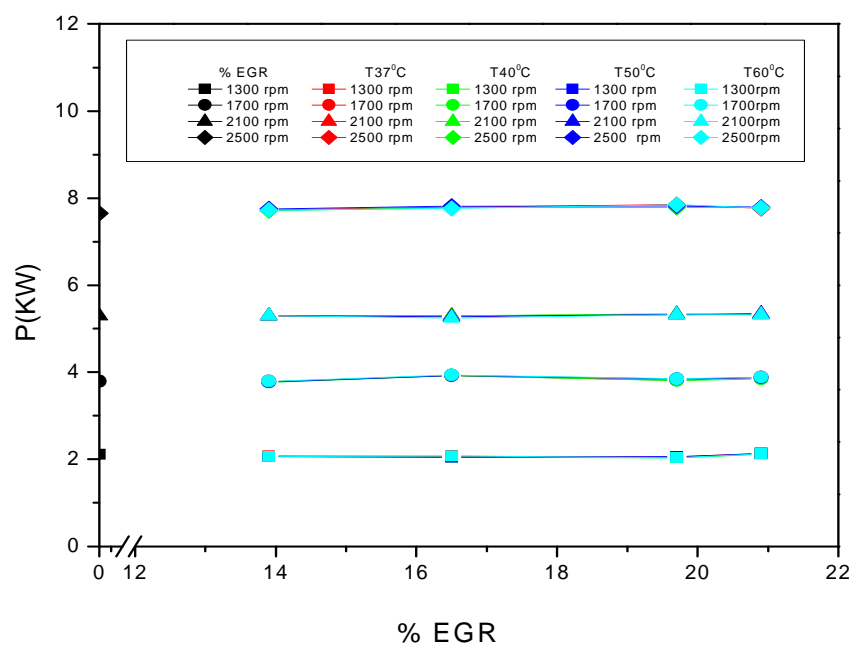
Dalam pengujian ini, pengukuran divariasikan pada %EGR yaitu 13,9%, 16,5%, 19,7%, dan 20,9% dengan variasi beban 25%, 50%, 75%, dan 100%. Pada pengujian ini digunakan *Venturi Scrubber* untuk menurunkan temperatur EGR menjadi 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C, sebelum masuk ke *intake manifold*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar daya yang dihasilkan dari mesin diesel saat tanpa EGR dibandingkan menggunakan *Venturi Scrubber EGR*. Tabel data pengujian terlampir dalam laporan. Berikut adalah grafik hasil pengukuran.



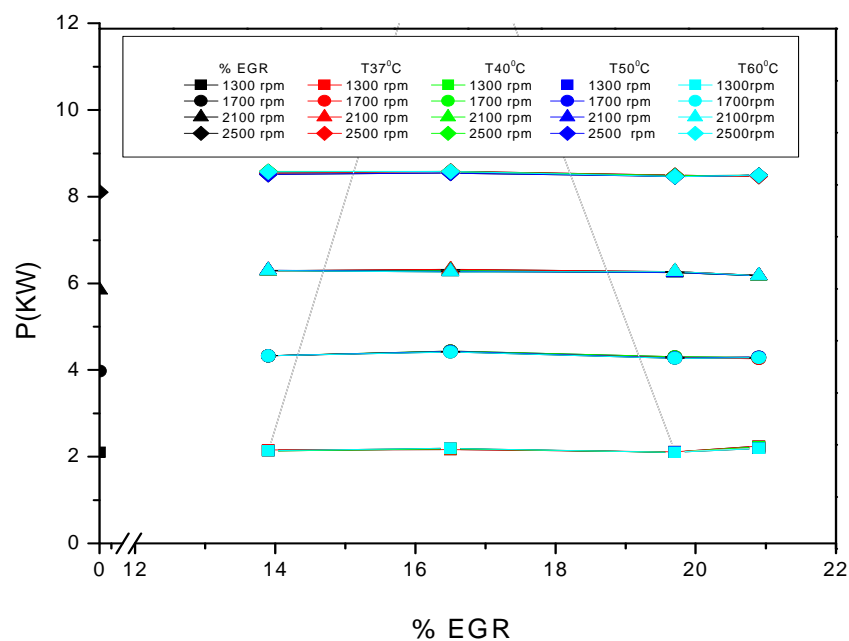
**Gambar 4.1** Grafik hubungan antara daya ( $P$ ) dan % EGR pada variasi beban 25% dengan variasi ( $N$ ) rpm dan variasi temperatur EGR.



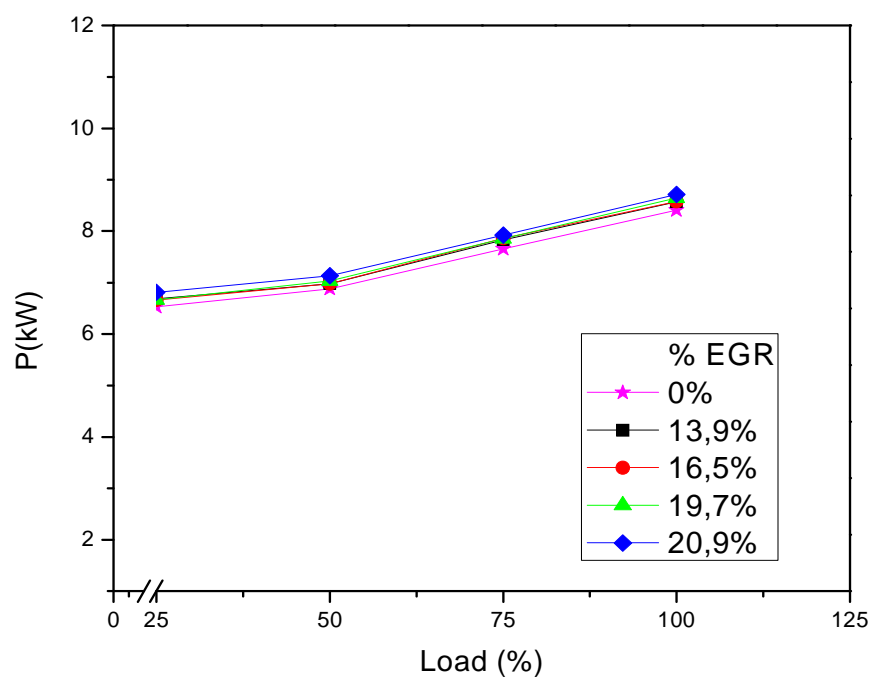
**Gambar 4.2** Grafik hubungan antara daya (P) dan % EGR pada variasi beban 50% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.3** Grafik hubungan antara daya (P) dan % EGR pada variasi beban 75% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur EGR.



Gambar 4.4 Grafik hubungan antara daya (P) dan % EGR pada variasi beban 100% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur EGR.



Gambar 4.5 Grafik hubungan antara daya (P) dan *load* (%) untuk variasi % EGR dengan (N) 2500 rpm dan temperatur EGR 60°C.

Pada Gambar 4.1 sampai Gambar 4.4 menunjukkan grafik hubungan antara daya (P) dan EGR untuk variasi beban 25%-100% dengan variasi rpm 1300, 1700, 2100, 2500 dan temperatur EGR 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C. Dari grafik terlihat bahwa hasil perhitungan daya yang dihasilkan tidak begitu terpengaruh dengan EGR. Jika dilihat dari gambar di atas, bahwa perubahan daya dipengaruhi oleh rpm dan beban dinamometer. Ini akan terlihat jika membandingkan keempat gambar grafik tersebut (gambar 4.1 sampai gambar 4.4) dan dapat diperlihatkan dengan jelas pada Gambar 4.5, yang mana menunjukkan hubungan antara P dan *Load* untuk variasi EGR pada putaran 2500 rpm dan temperatur EGR 60 °C. Gambar ini diperlihatkan bahwa daya semakin meningkat karena adanya kenaikan beban. Kenaikan daya dengan meningkatnya beban dapat ditunjukkan pada Persamaan 2.2, dimana daya berbanding lurus dengan torsi. Peningkatan hasil perhitungan daya dari 25% *load* ke 100 % *load* pada 20,9 % EGR adalah sebesar 27,9%. Pada gambar 4.5 daya meningkat pada variasi % EGR dengan temperature 60 °C dan rpm 2500 di beban 25%, 50%, 75% dan 100% dikarenakan prosentase gas buang yang masuk kedalam *engine combustion* semakin banyak pada saat bukaan % EGR semakin besar sehingga P tekanan akan mengalami kenaikan dan hal ini juga berpengaruh pada kenaikan daya.

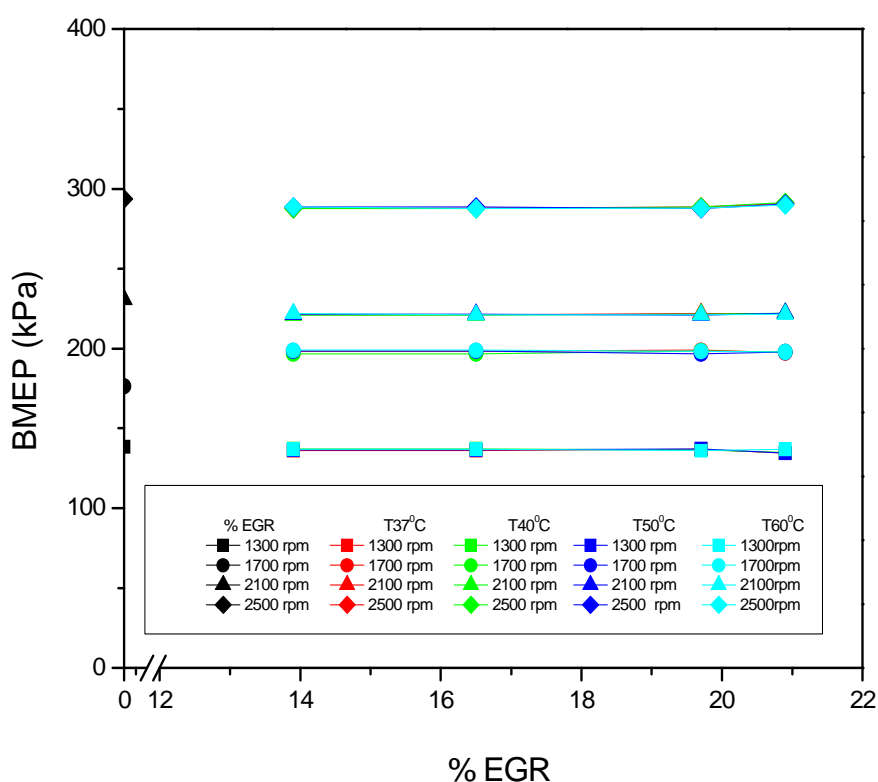
#### 4.1.2 Data Hasil Pengujian BMEP

Dalam pengujian ini, pengukuran divariasikan pada %EGR yaitu 13,9%, 16,5%, 19,7%, dan 20,9% dengan variasi beban 25%, 50%, 75%, dan 100%. Pada pengujian ini digunakan *Venturi Scrubber* untuk menurunkan temperatur EGR menjadi 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C, sebelum masuk ke *intake manifold*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar BMEP yang dihasilkan dari mesin diesel saat tanpa EGR dibandingkan menggunakan *Venturi Scrubber* EGR. Tabel data pengujian terlampir dalam laporan. Berikut adalah grafik hasil pengukuran.

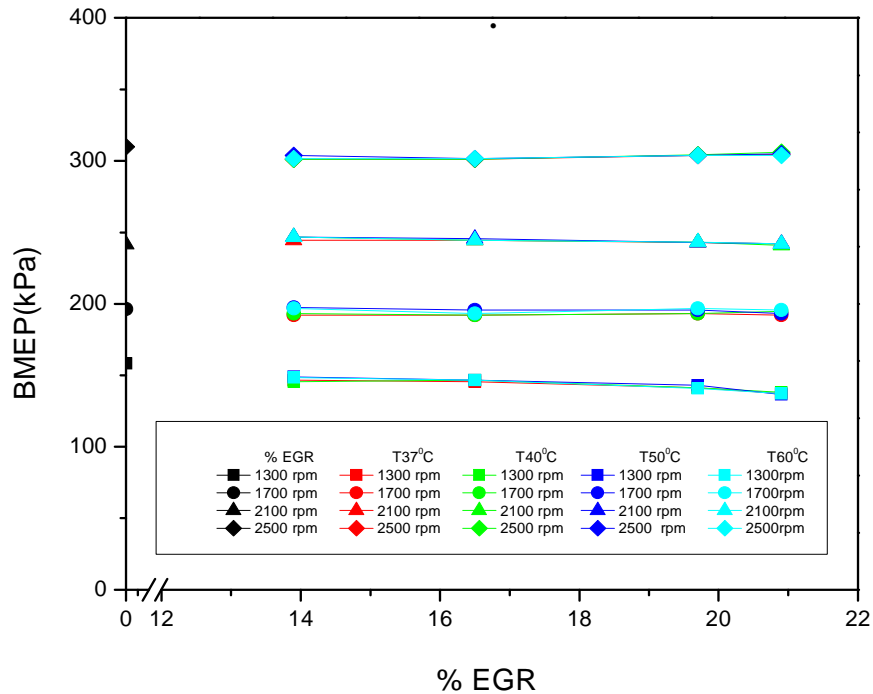
Pada Gambar 4.6 sampai Gambar 4.9 menunjukkan grafik hubungan antara BMEP dan EGR untuk variasi beban 25% - 100% dengan variasi rpm 1300, 1700, 2100, 2500 dan temperatur EGR 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C. Dari grafik terlihat bahwa hasil

perhitungan BMEP yang dihasilkan tidak begitu terpengaruh dengan EGR. Jika dilihat dari gambar di atas, bahwa perubahan BMEP dipengaruhi oleh rpm. Ini akan terlihat jika membandingkan keempat gambar grafik tersebut (Gambar 4.6 sampai Gambar 4.9) dan dapat diperjelas pada Gambar 4.10, yang mana menunjukkan hubungan antara BMEP dan *load* untuk variasi EGR pada putaran 2500 rpm dan temperatur EGR 60 °C. Kenaikan BMEP dengan meningkatnya beban dapat ditunjukkan pada Persamaan 2.4, dimana BMEP berbanding lurus dengan torsi. Peningkatan hasil perhitungan bmep dari 25% *load* ke 100 % *load* pada 20,9 % EGR adalah sebesar 27,9%

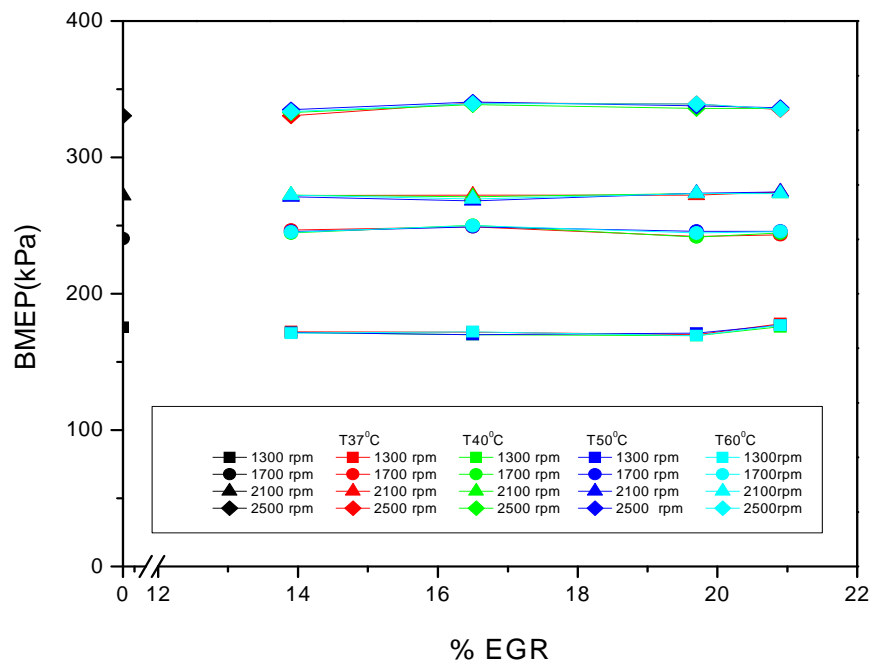
Gambar grafik dari hasil perhitungan BMEP hampir sama dengan grafik hasil perhitungan daya, dikarenakan yang mempengaruhi nilai keduanya juga sama, yaitu nilai dari rpm yang didapat pada hasil pengamatan saat penelitian dan nilai dari hasil perhitungan torsi.



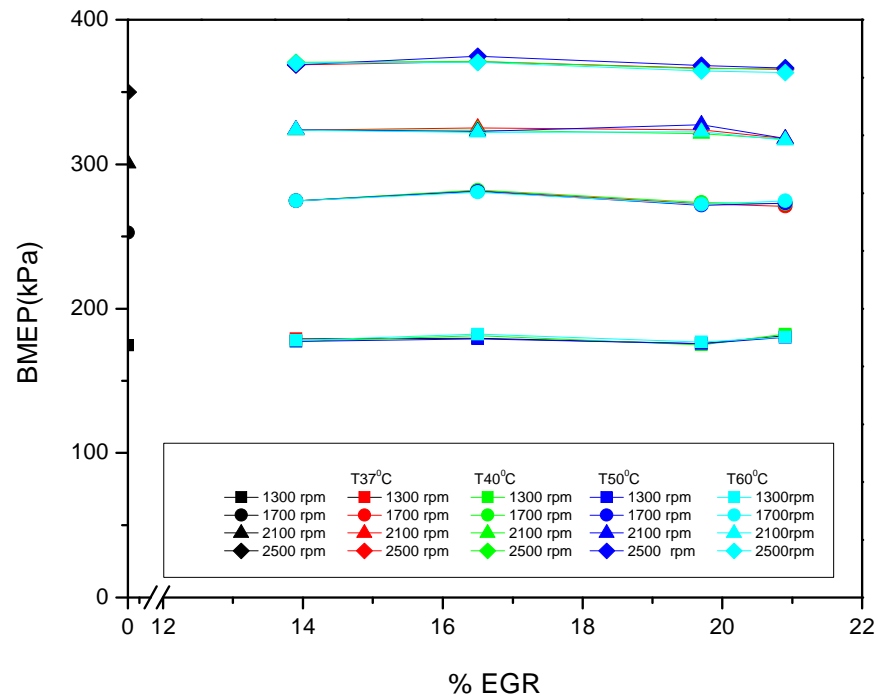
**Gambar 4.6** Grafik hubungan antara BMEP dan % EGR pada variasi beban 25% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur EGR



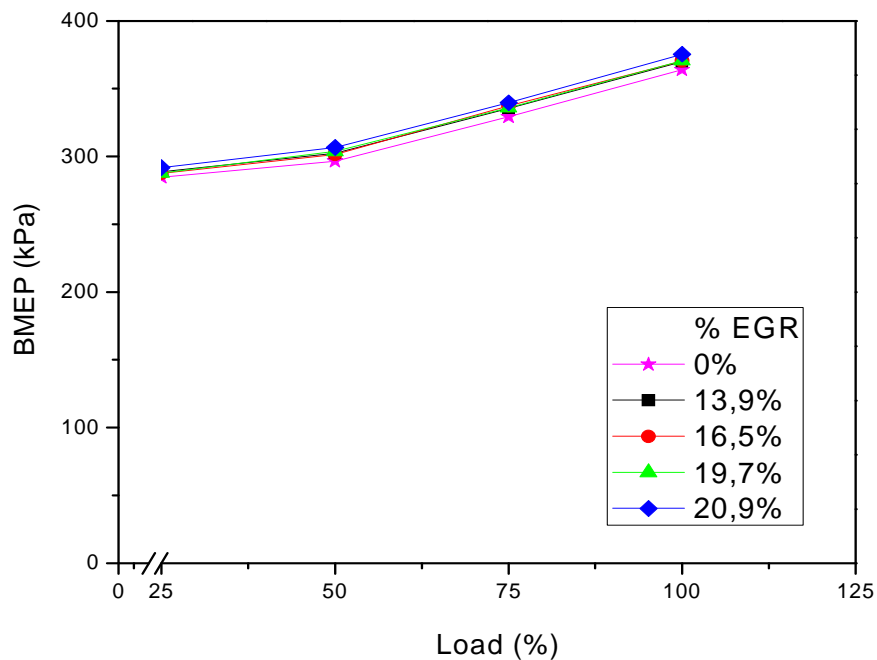
**Gambar 4.7** Grafik hubungan antara BMEP dan % EGR pada variasi beban 50% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.8** Grafik hubungan antara BMEP dan % EGR pada variasi beban 75% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.9** Grafik hubungan antara BMEP dan % EGR pada variasi beban 100% dengan variasi (N) rpm dan variasi temperatur EGR.



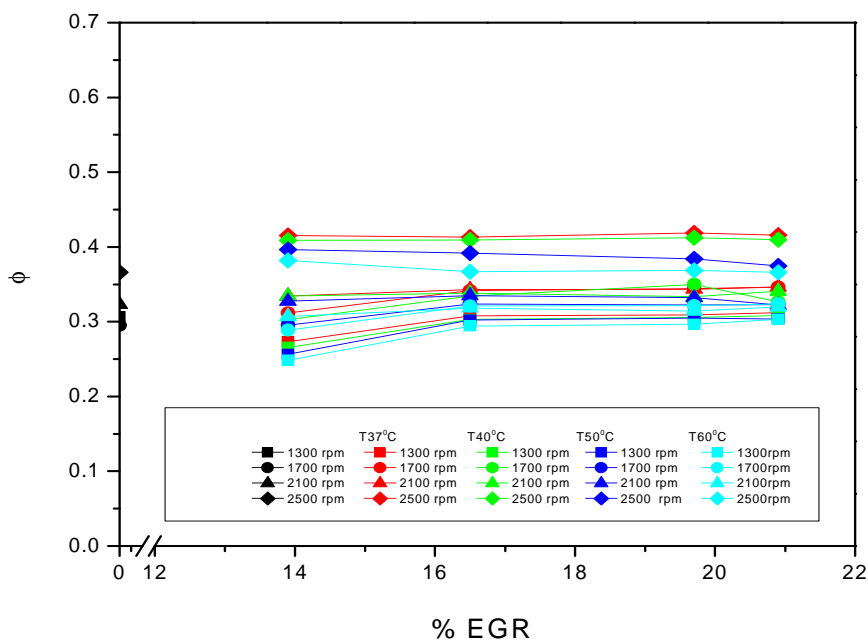
**Gambar 4.10** Grafik hubungan antara bmeP dan % *load* untuk variasi % EGR dengan (N) 2500rpm dan temperatur EGR 60 °C.



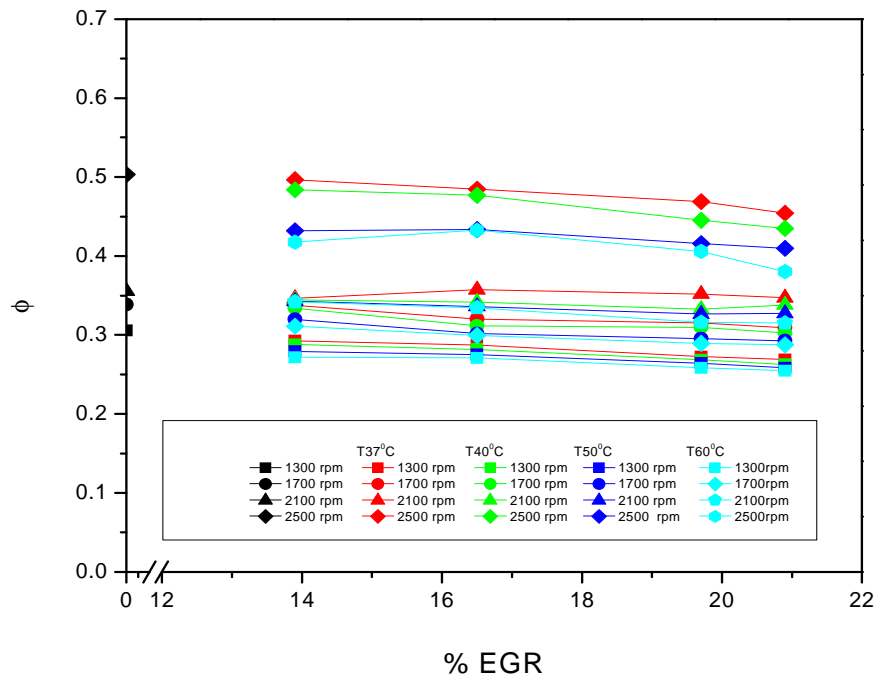
Pada gambar 4.10 bmep meningkat pada variasi % EGR dengan temperature 60 °C dan rpm 2500 di beban 25%, 50%, 75% dan 100% dikarenakan prosentase gas buang yang masuk kedalam *engine combustion* semakin banyak pada saat bukaan % EGR semakin besar sehingga P tekanan akan mengalami kenaikan dan hal ini juga berpengaruh pada kenaikan bmep.

#### 4.1.3 Data Hasil Pengujian Untuk $\phi$ ( $FAR_{actual}/FAR_{stokiometri}$ )

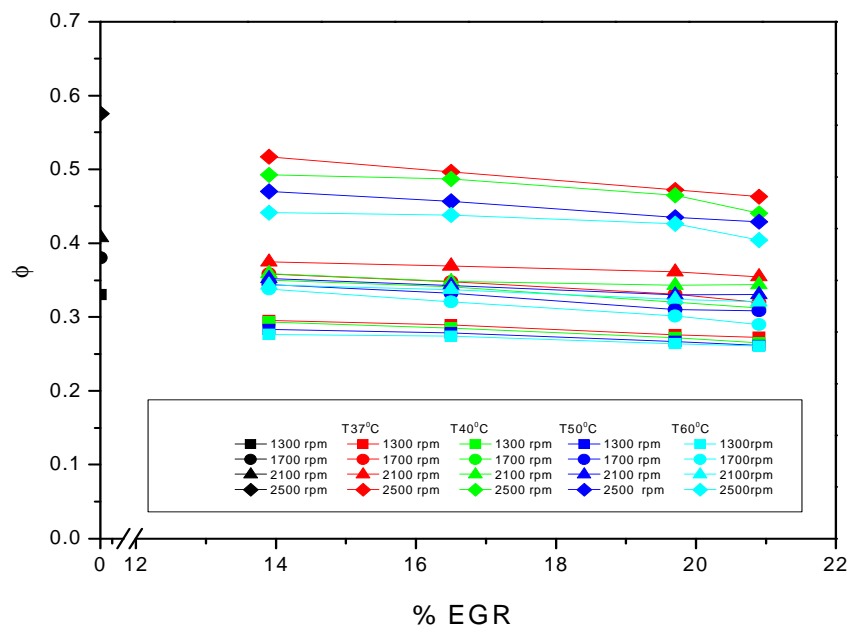
Dalam pengujian ini, pengukuran divariasikan pada %EGR yaitu 13,9%, 16,5%, 19,7%, dan 20,9% dengan variasi beban 25%, 50%, 75%, dan 100%. Pada pengujian ini digunakan *venturi scrubber* untuk menurunkan temperatur EGR menjadi 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C, sebelum masuk ke *intake manifold*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui nilai  $\phi$  yang dihasilkan dari mesin diesel saat tanpa EGR dibandingkan menggunakan *venturi scrubber* EGR. Tabel data pengujian terlampir dalam laporan. Berikut adalah grafik hasil pengukuran.



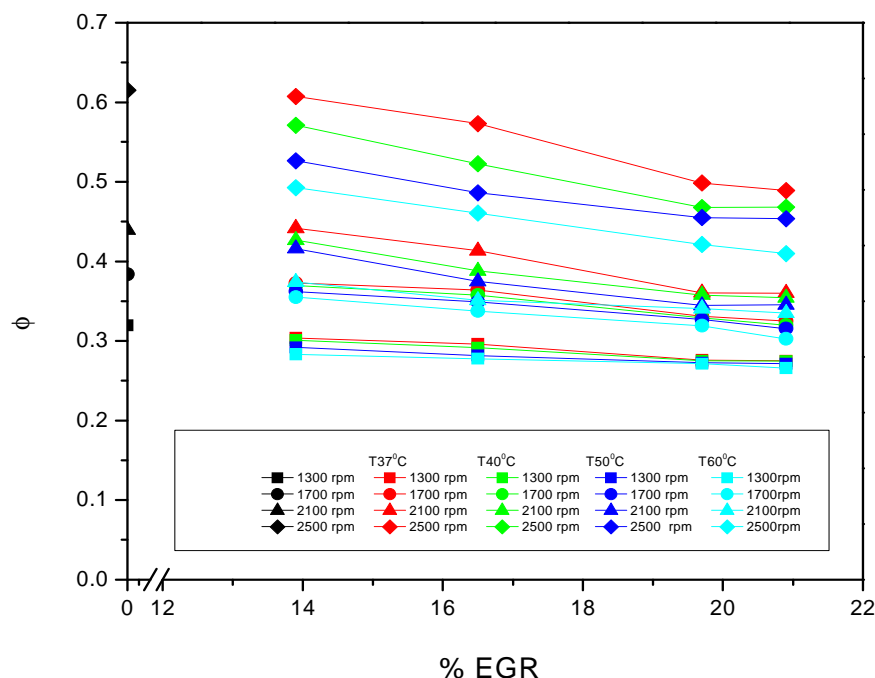
**Gambar 4.11** Grafik hubungan antara  $\phi$  dan %EGR pada beban 25% dengan N (rpm) dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.12** Grafik hubungan antara  $\phi$  dan %EGR pada beban 50% dengan N (rpm) dan variasi temperatur EGR.

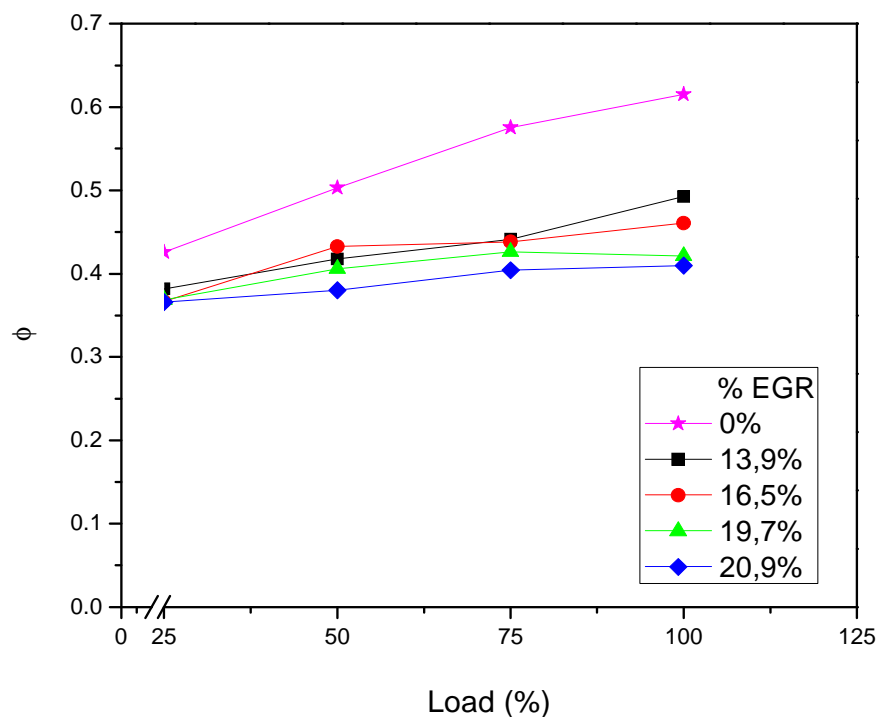


**Gambar 4.13** Grafik hubungan antara  $\phi$  dan %EGR pada beban 75% dengan N(rpm) dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.14** Grafik hubungan antara  $\phi$  dan %EGR pada beban 100% dengan N (rpm) dan variasi temperatur EGR.

Pada Gambar 4.11 sampai Gambar 4.14 menunjukkan grafik hubungan antara  $\phi$  dan EGR untuk variasi beban 25%-100% dengan variasi rpm 1300, 1700, 2100, 2500 dan temperatur EGR 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C. Dari grafik terlihat bahwa kenaikan EGR berpengaruh dengan hasil perhitungan nilai  $\phi$ . Pada persamaan 2.8, nilai  $\phi$  dipengaruhi oleh nilai FAR stoikiometrik dan FAR aktual. FAR stoikiometrik dicari menggunakan rumus kimia solar  $C_{12}H_{23}$ , didapatkan sebesar 0,0689. FAR aktual didapatkan melalui perhitungan nilai  $\dot{m}_f$  dibanding  $\dot{m}_a$ . Nilai  $\dot{m}_f$  berbanding lurus dengan % EGR dan temperatur EGR, serta berbanding terbalik dengan nilai rpm dan torsi. Sedangkan nilai  $\dot{m}_a$  berbanding terbalik dengan %EGR.



**Gambar 4.15** Grafik hubungan antara  $\phi$  dan *load* (%) untuk variasi % EGR dengan (N) 2500rpm dan temperatur EGR 60 °C

Hal tersebut dapat diperjelas dengan melihat Gambar 4.15 yang merupakan grafik hubungan antara  $\phi$  dan % *load* untuk variasi bukaan % EGR dengan variasi rpm 2500 dan temperatur EGR 60 °C. Dari gambar tersebut dapat diperlihatkan bahwa  $\phi$  berbanding lurus dengan beban dan berbanding terbalik dengan % EGR. Nilai  $\phi$  akan besar jika beban semakin besar dan nilai  $\phi$  akan semakin kecil jika % EGR semakin besar. Hal ini terjadi dikarenakan penurunan  $\dot{m}_f$  dan  $\dot{m}_a$  tidak sama besar untuk tiap N (rpm). Peningkatan hasil perhitungan  $\phi$  dari 25% *load* ke 100% *load* pada 20,9 EGR sebesar 27,9%

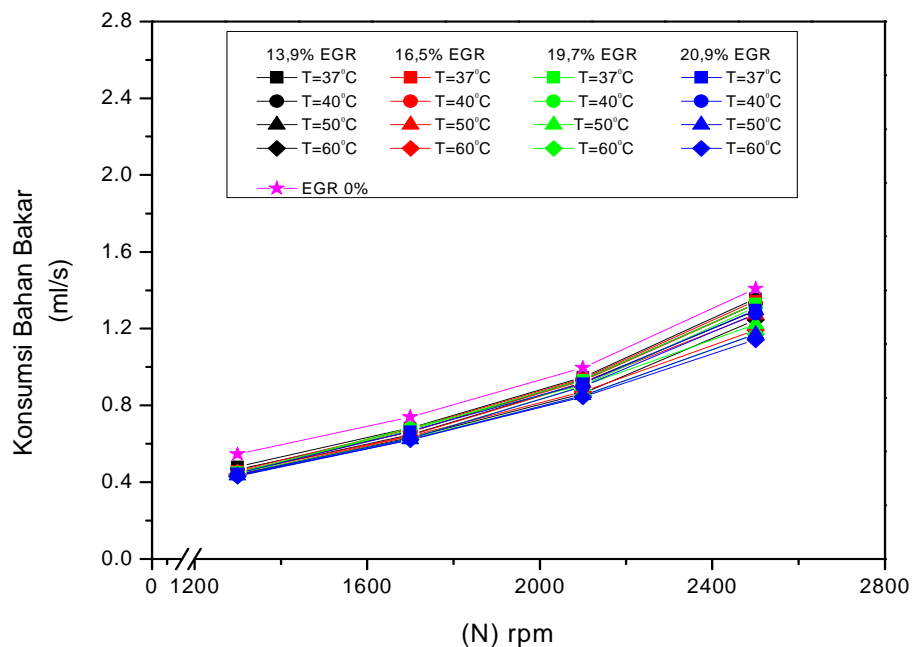
#### 4.1.4 Data Hasil Pengujian Konsumsi Bahan Bakar

Pada penelitian sebelumnya dimana pada saat beban mesin yang lebih tinggi, BSFC dengan menggunakan EGR hampir sama dengan yang tidak menggunakan EGR. Pada beban lebih tinggi jumlah *supply* bahan bakar kesilinder meningkat dan  $O_2$  yang tersedia untuk pembakaran menurun, dengan demikian perbandingan udara dengan bahan bakar berubah dan meningkatkan BSFC. [Ref. 2 hal. 4]

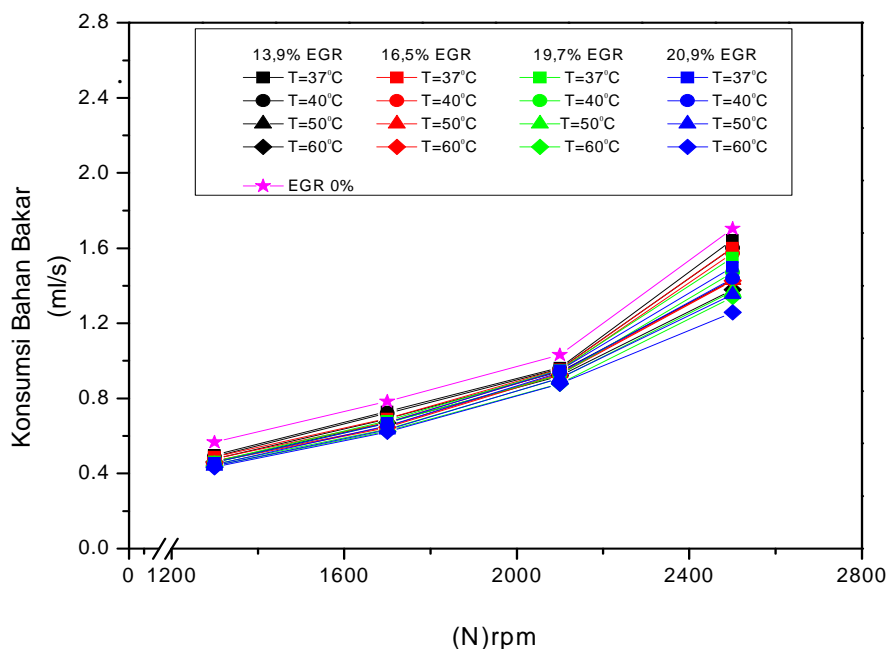
Dalam pengujian ini, pengukuran divariasikan pada %EGR yaitu 13,9%, 16,5%, 19,7%, dan 20,9% dengan variasi beban 25%, 50%, 75%, dan 100%. Pada pengujian ini digunakan *venturi scrubber* untuk menurunkan temperatur EGR menjadi  $37^{\circ}C$ ,  $40^{\circ}C$ ,  $50^{\circ}C$ ,  $60^{\circ}C$ , sebelum masuk ke *intake manifold*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui nilai Konsumsi Bahan Bakar yang dihasilkan dari mesin diesel saat tanpa EGR dibandingkan menggunakan *venturi scrubber* EGR. Tabel data pengujian terlampir dalam laporan. Berikut adalah grafik hasil pengukuran.

Dari grafik terlihat bahwa kenaikan EGR berpengaruh dengan kenaikan konsumsi bahan bakar yang dihasilkan. Kenaikan konsumsi bahan bakar dengan meningkatnya EGR dapat ditunjukkan pada persamaan 2.5. konsumsi bahan bakar berhubungan dengan bahan bakar, yang dipengaruhi oleh peningkatan temperatur EGR, N (rpm) dan T (Nm). Semakin tinggi EGR dan temperatur EGR maka nilai konsumsi bahan bakar semakin kecil, sedangkan semakin tinggi N (rpm) dan T (Nm) maka nilai konsumsi bahan bakar semakin besar. Untuk daya dipengaruhi putaran mesin (N), dan torsi (T) jika semakin tinggi putaran mesin dan torsi maka daya akan semakin besar.

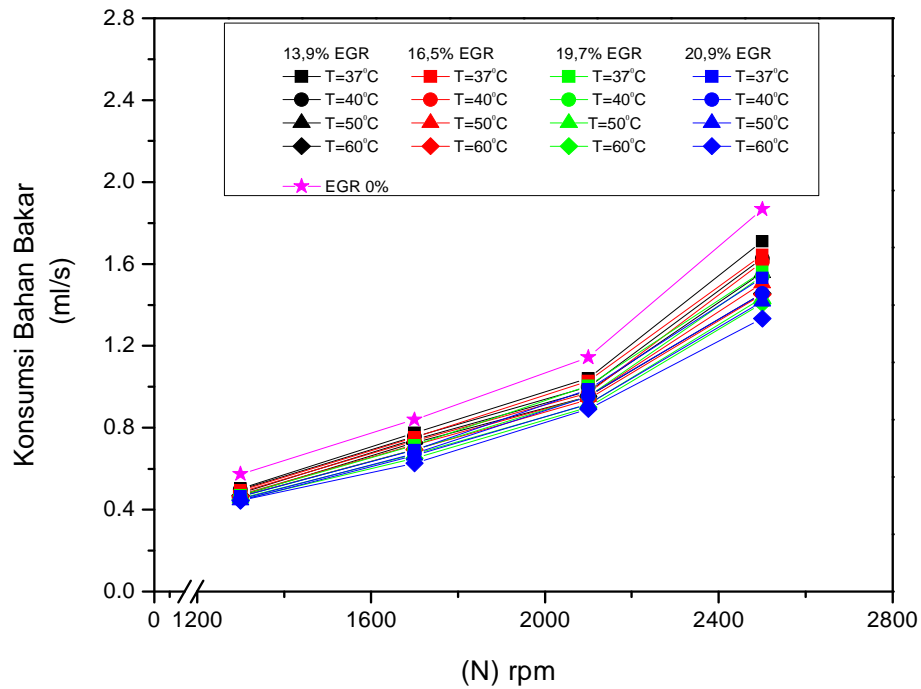
Dengan membandingkan keempat gambar grafik tersebut (gambar 4.16 sampai gambar 4.19) dan dapat diperlihatkan dengan jelas pada Gambar 4.20. Gambar 4.20 menunjukkan hubungan antara konsumsi bahan bakar dan load untuk variasi EGR pada putaran 2500 rpm dan temperatur EGR  $60^{\circ}C$ . Dari gambar ini dapat diperlihatkan bahwa konsumsi bahan bakar semakin meningkat jika beban semakin meningkat pula, namun semakin tinggi EGR, maka konsumsi bahan bakar akan semakin turun hal ini dikarenakan karena semakin tinggi temperatur gas buang yang masuk ke ruang bakar maka titik nyala semakin rendah sehingga mudah terbakar.



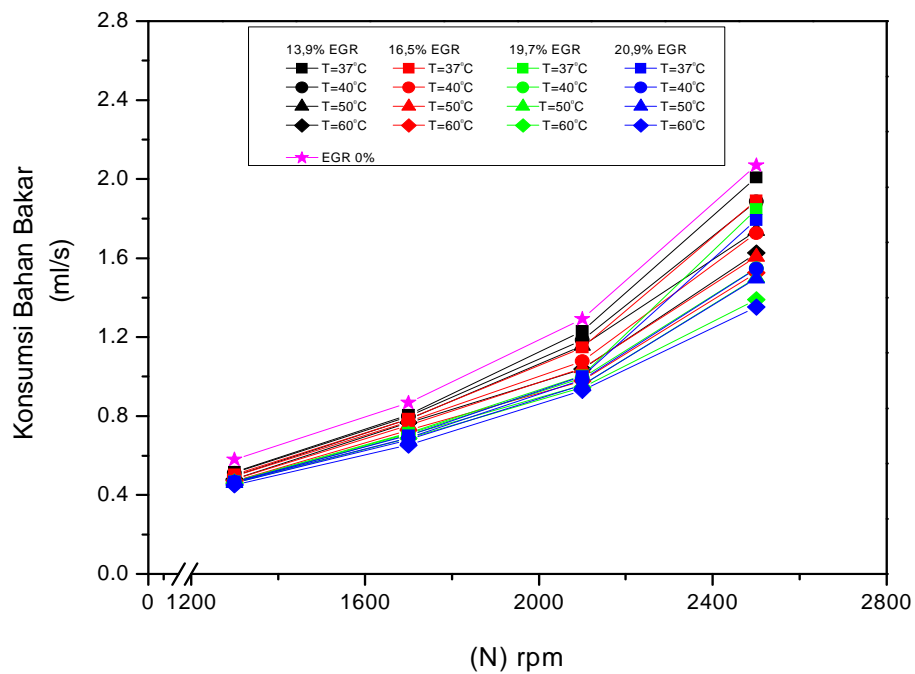
**Gambar 4.16** Grafik hubungan antara Konsumsi Bahan Bakar dan N (rpm) pada variasi beban 25%, % EGR dan variasi temperatur EGR.



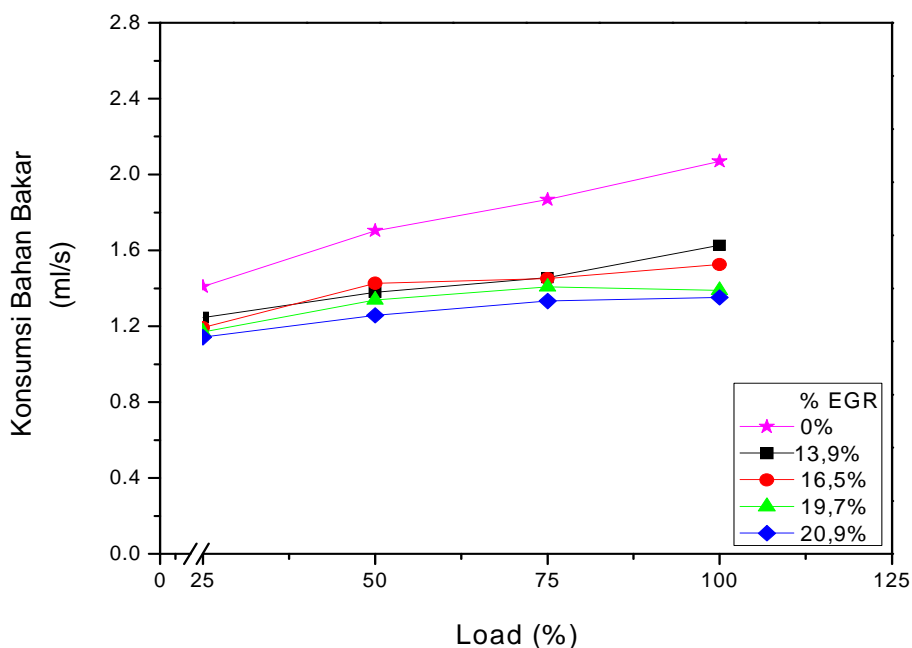
**Gambar 4.17** Grafik hubungan antara Konsumsi Bahan Bakar dan N (rpm) pada variasi beban 50%, % EGR dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.18** Grafik hubungan antara Konsumsi Bahan Bakar dan N (rpm) pada variasi beban 75%, % EGR dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.19** Grafik hubungan antara Konsumsi Bahan Bakar dan N pada variasi beban 100%, % EGR dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.20** Grafik hubungan antara Konsumsi Bahan Bakar dan Load untuk variasi % EGR dengan (N) 2500rpm dan temperatur EGR 60 °C.

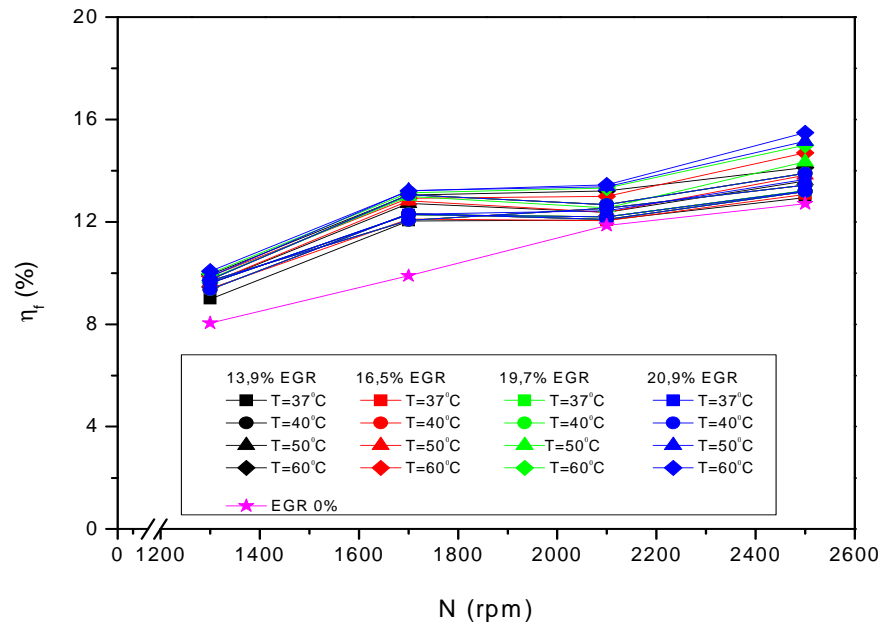
Dari gambar 4.16 sampai 4.19 didapatkan prosentase penurunan konsumsi bahan bakar dengan variasi pembebanan 25-100% pada 20,9% EGR, temperatur EGR 60 °C, dan putaran 2500 rpm, dibandingkan dengan 0% EGR. Untuk 13,9% EGR penurunan konsumsi bahan bakar sebesar 19%, untuk 16,5% EGR penurunan konsumsi bahan bakar sebesar 26,2%, untuk 19,7% EGR penurunan konsumsi bahan bakar sebesar 28,4% dan untuk 20,9% EGR penurunan konsumsi bahan bakar sebesar 34,7%.

#### 4.1.5 Data Hasil Pengujian Untuk Efisiensi Bahan Bakar ( $\eta_f$ )

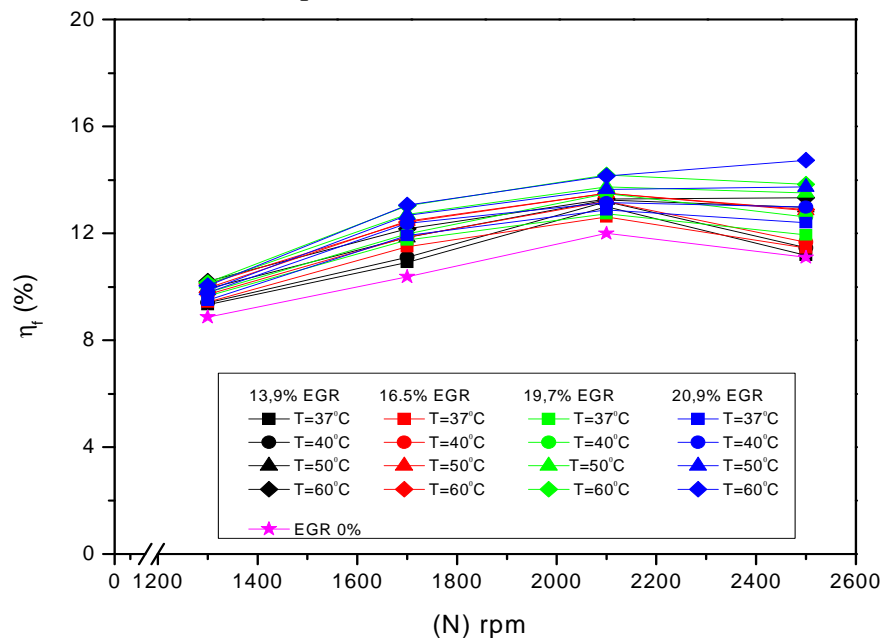
Dalam pengujian ini, pengukuran divariasikan pada %EGR yaitu 13,9%, 16,5%, 19,7%, dan 20,9% dengan variasi beban 25%, 50%, 75%, dan 100%. Pada pengujian ini digunakan *venturi scrubber* untuk menurunkan temperatur EGR menjadi 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C, sebelum masuk ke *intake manifold*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar  $\eta_f$  yang dihasilkan dari mesin diesel saat tanpa EGR dibandingkan



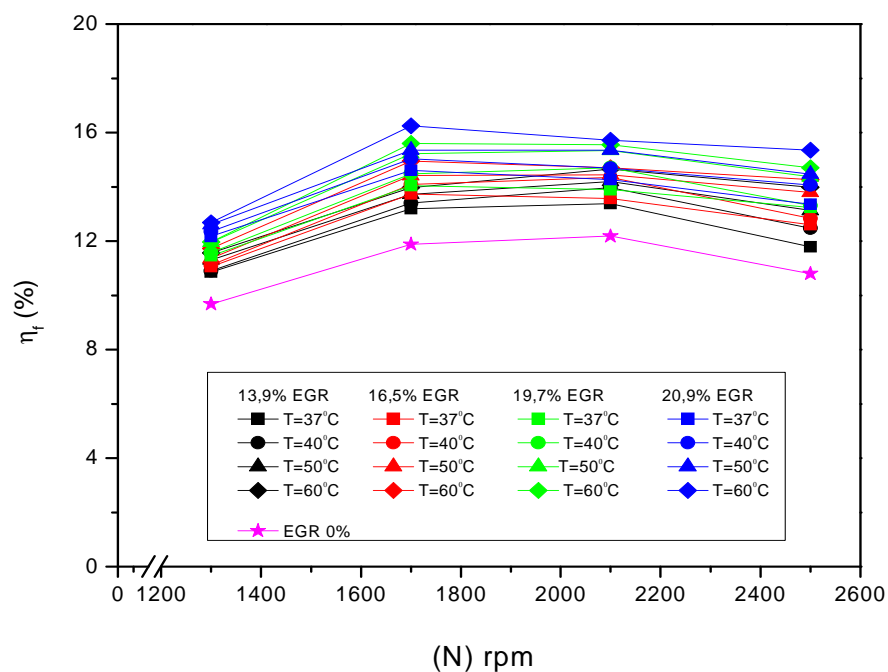
menggunakan *venturi scrubber* EGR. Tabel data pengujian terlampir dalam laporan. Berikut adalah grafik hasil pengukuran.



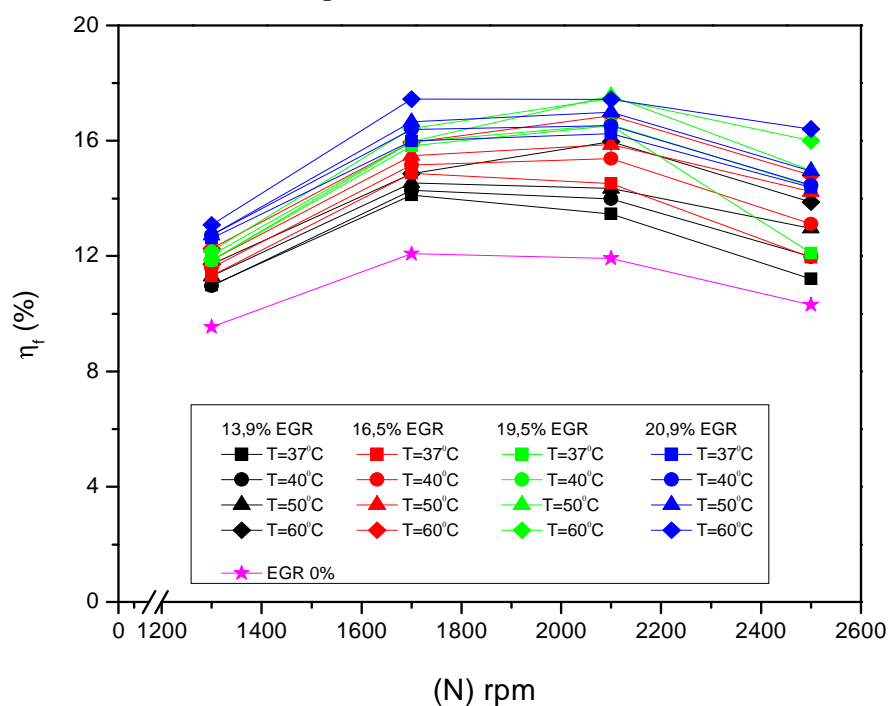
**Gambar 4.21** Grafik hubungan antara  $\eta_f$  dan  $N$  (rpm) pada variasi beban 25%, % EGR dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.22** Grafik hubungan antara  $\eta_f$  dan  $N$  (rpm) pada variasi beban 50%, % EGR dan variasi temperatur EGR.

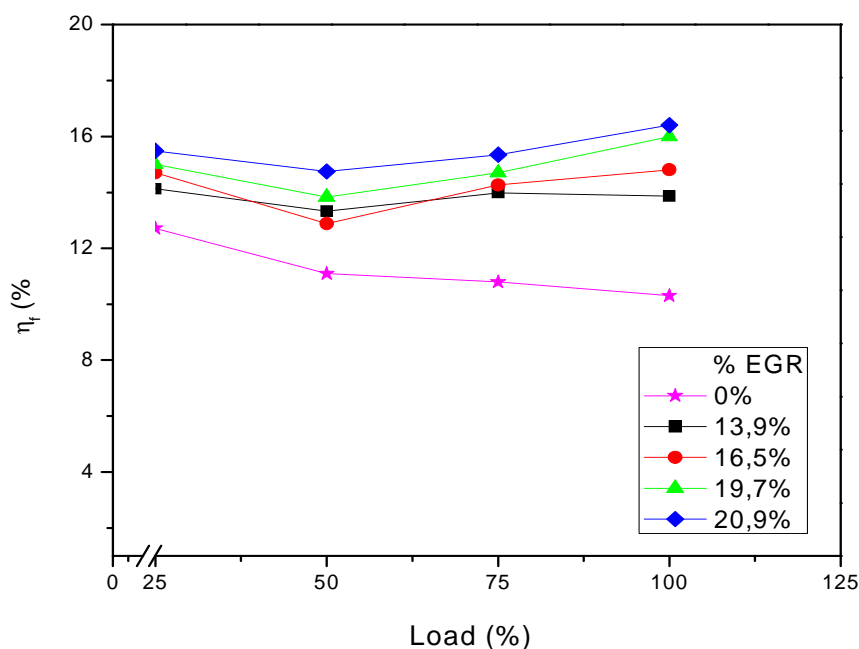


**Gambar 4.23** Grafik hubungan antara  $\eta_f$  dan N (rpm) pada variasi beban 75%, % EGR dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.24** Grafik hubungan antara  $\eta_f$  dan N (rpm) pada variasi beban 100%, % EGR dan variasi temperatur EGR.

Pada Gambar 4.21 sampai dengan Gambar 4.24 diatas menunjukkan grafik hubungan antara  $\eta_f$  dan EGR untuk beban 25%-100% dengan variasi putaran mesin 1300, 1700, 2100, 2500 (rpm) dan temperatur EGR 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C. Dari grafik terlihat bahwa kenaikan %EGR berpengaruh pada hasil perhitungan  $\eta_f$ . Nilai hasil perhitungan  $\eta_f$  untuk 0% EGR lebih kecil dibandingkan dengan nilai hasil perhitungan  $\eta_f$  pada 13,9-20,9% EGR. Berdasarkan persamaan 2.10,  $\eta_f$  berbanding terbalik dengan nilai hasil perhitungan konsumsi bahan bakar dan harga kalori bahan bakar ( $Q_{HV}$ ). Untuk harga kalori bahan bakar bernilai konstan yaitu 45,214 MJ/kg, sehingga yang mempengaruhi nilai hasil perhitungan  $\eta_f$  hanya konsumsi bahan bakar. Dari hasil data pengujian yang dilakukan, konsumsi bahan bakar berbanding terbalik dengan nilai peningkatan temperatur EGR dimana semakin tinggi temperatur EGR maka semakin kecil nilai konsumsi bahan bakar. Hal ini di karenakan pada kenyataan jumlah  $O_2$  yang tersedia untuk pembakaran yang semakin menurun yang digantikan oleh gas buang. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi temperatur EGR maka semakin besar pula nilai dari  $\eta_f$  pada tiap-tiap %EGR

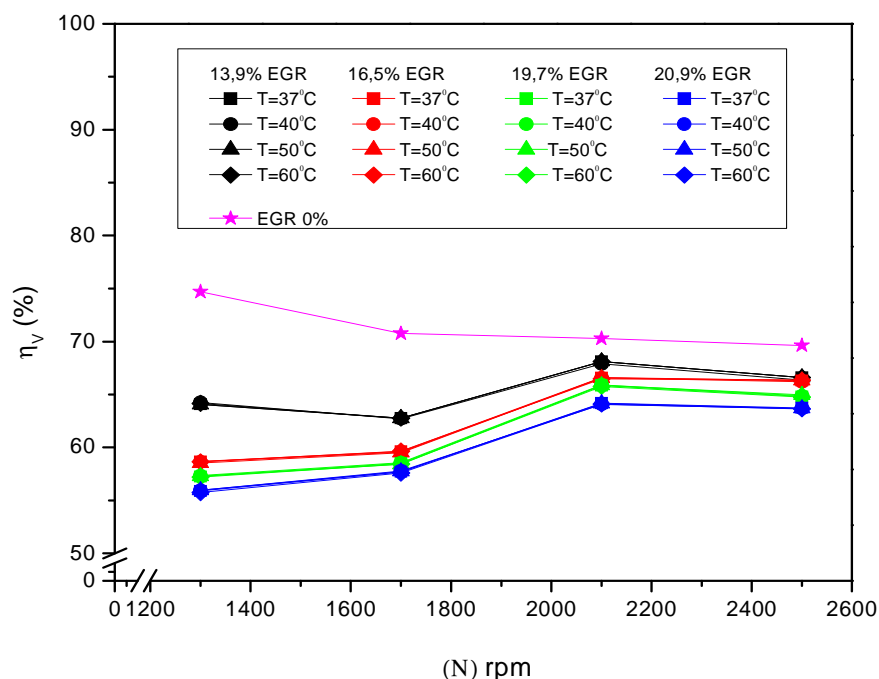


**Gambar 4.25** Grafik hubungan antara  $\eta_f$  dan *load* (%) untuk variasi % EGR dengan (N) 2500 rpm dan temperatur EGR 60 °C.

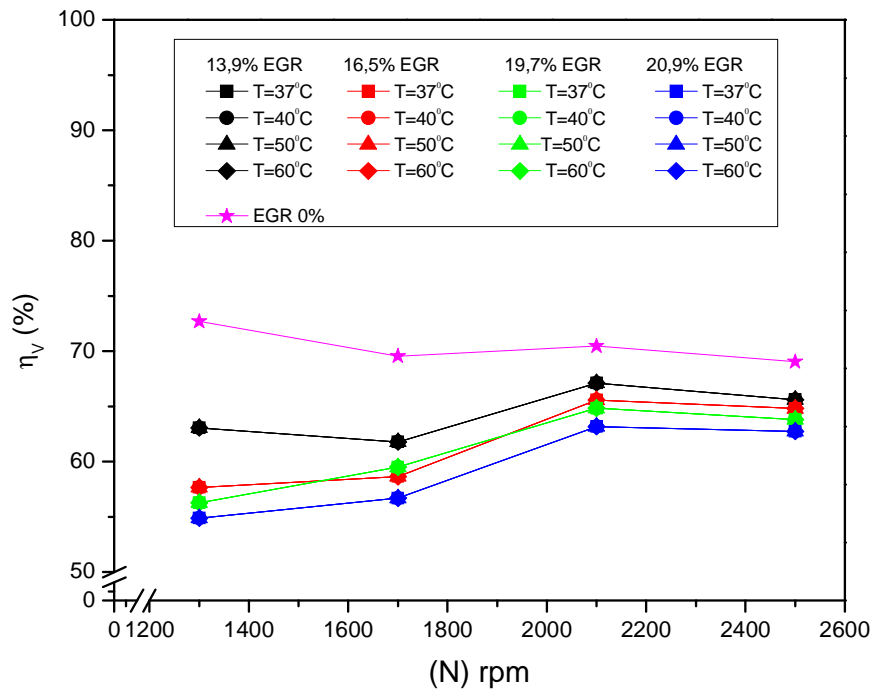
Hal tersebut dapat diperjelas pada Gambar 4.25 Dari gambar grafik diatas didapatkan prosentase peningkatan  $\eta_f$  dengan variasi EGR. Untuk pembebanan 100%, variasi 20,9% EGR, dengan temperatur EGR 60  $^{\circ}\text{C}$  pada putaran 2500 rpm, dibandingkan dengan 0% EGR dengan putaran dan beban yang sama, peningkatan  $\eta_f$  sebesar 39,08%. Untuk 19,7% EGR peningkatan  $\eta_f$  sebesar 33,4%. Untuk 16,5% EGR peningkatan  $\eta_f$  sebesar 29,35%. Untuk 13,9% EGR peningkatan  $\eta_f$  sebesar 22,5%.

#### 4.1.6 Data Hasil Pengujian Untuk Efisiensi Volumetrik ( $\eta_v$ )

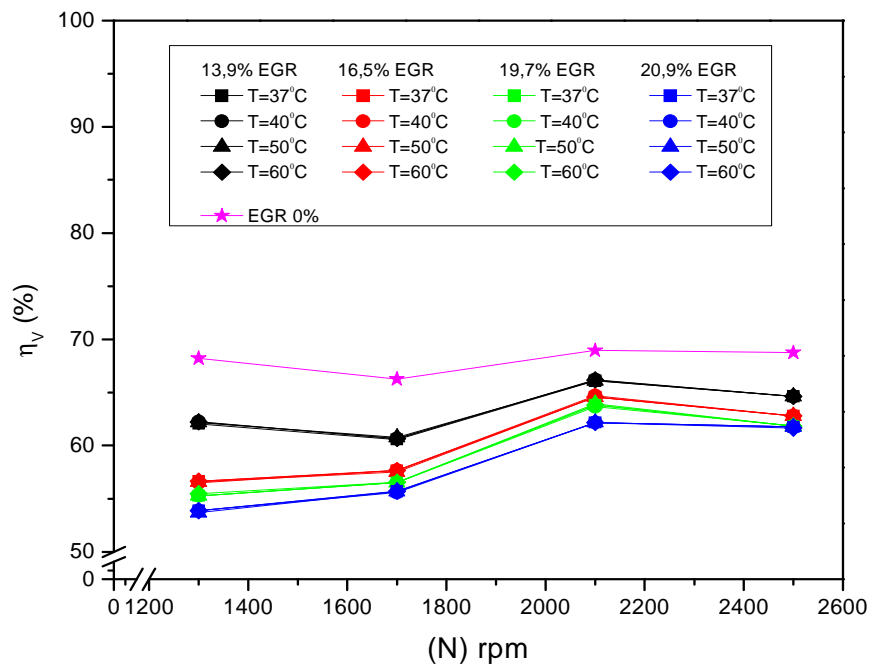
Dalam pengujian ini, pengukuran divariasikan pada %EGR yaitu 13,9%, 16,5%, 19,7%, dan 20,9% dengan variasi beban 25%, 50%, 75%, dan 100%. Pada pengujian ini digunakan *venturi scrubber* untuk menurunkan temperatur EGR menjadi 37  $^{\circ}\text{C}$ , 40  $^{\circ}\text{C}$ , 50  $^{\circ}\text{C}$ , 60  $^{\circ}\text{C}$ , sebelum masuk ke *intake manifold*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar  $\eta_v$  yang dihasilkan dari mesin diesel saat tanpa EGR dibandingkan menggunakan *venturi scrubber* EGR. Tabel data pengujian terlampir dalam laporan. Berikut adalah grafik hasil pengukuran.



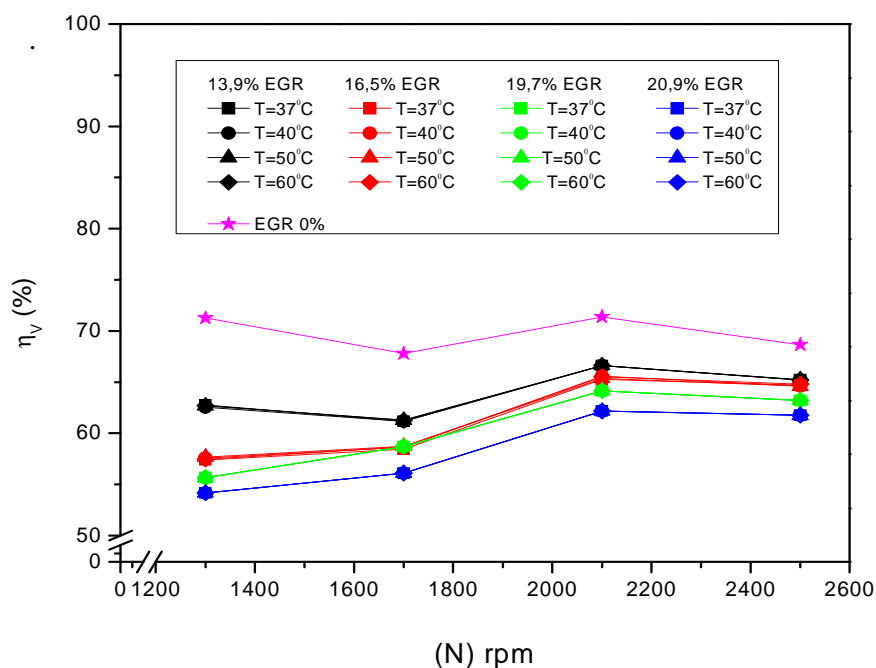
**Gambar 4.26** Grafik hubungan antara  $\eta_v$  dan N (rpm) pada variasi beban 25%, % EGR dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.27** Grafik hubungan antara  $\eta_v$  dan N (rpm) pada variasi beban 50%, % EGR dan variasi temperatur EGR.

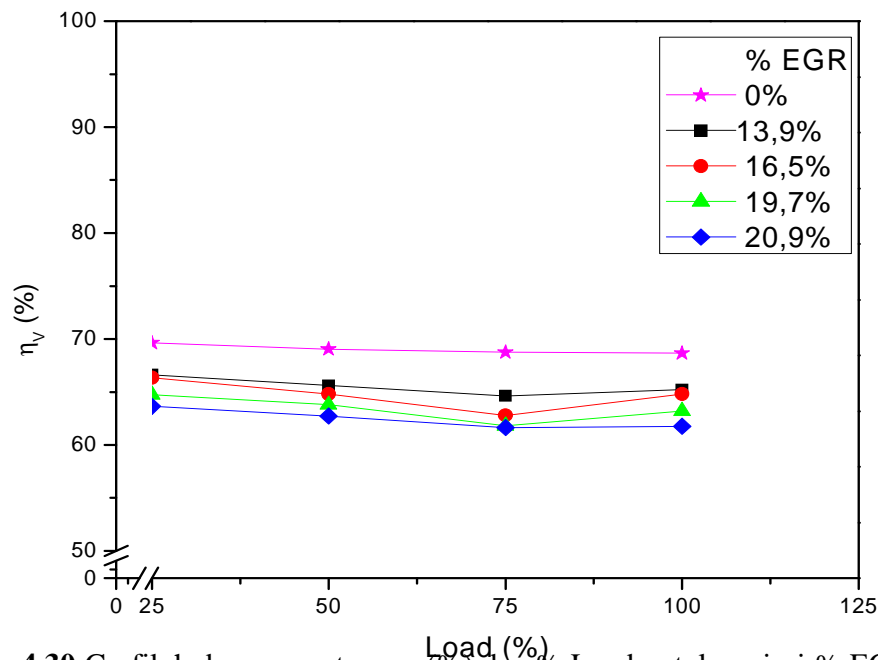


**Gambar 4.28** Grafik hubungan antara  $\eta_v$  dan N (rpm) pada variasi beban 75%, % EGR dan variasi temperatur EGR.



**Gambar 4.29** Grafik hubungan antara  $\eta_v$  dan  $N(\text{rpm})$  pada variasi beban 100%, % EGR dan variasi temperatur EGR.

Pada Gambar 4.26 sampai Gambar 4.29 diatas menunjukkan grafik hubungan antara  $\eta_v$  dan EGR untuk beban 25%-100% dengan variasi putaran mesin 1300, 1700, 2100, 2500 (rpm) dan temperatur EGR 37 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C. Berdasarkan persamaan 2.11,  $\eta_v$  berbanding lurus dengan laju aliran massa udara ( $\dot{m}_a$ ) dan berbanding terbalik dengan putaran mesin ( $N$ ), volume silinder ( $V_d$ ) dan massa jenis udara ( $\rho_a$ ). Untuk  $\rho_a$  sendiri nilai dari tiap variasi tidak begitu jauh, karena didapatkan dari suhu lingkungan yang berkisar antara 28°C-32°C. Untuk nilai  $\dot{m}_a$  dipengaruhi oleh %EGR, semakin tinggi %EGR maka nilai  $\dot{m}_a$  semakin rendah, oleh karena itu nilai  $\eta_v$  akan rendah pula, begitupun sebaliknya. Nilai  $\eta_v$  juga dipengaruhi putaran mesin ( $N$ ), semakin tinggi putaran mesin, maka nilai  $\eta_v$  semakin rendah, begitupun sebaliknya. Namun untuk 13,9% EGR pada putaran mesin 2100 rpm, kecenderungan nilai  $\eta_v$  meningkat, hal ini dikarenakan faktor pembagian yang tidak konstan antara variabel-variabel pengukuran.



**Gambar 4.30** Grafik hubungan antara  $\eta_v$  (%) dan % Load untuk variasi % EGR dengan (N) 2500rpm dan temperatur EGR 60 °C.

Hal tersebut dapat diperjelas pada Gambar 4.30. Dari gambar grafik diatas didapatkan prosentase penurunan  $\eta_v$  dengan variasi %EGR. Untuk pembebanan 100%, variasi 20,9 %EGR, dengan temperatur EGR 60 °C pada putaran 2500 rpm, dibandingkan dengan 0%EGR dengan putaran dan beban yang sama, penurunan  $\eta_v$  sebesar 10,32%. Untuk 19,7 %EGR penurunan  $\eta_v$  sebesar 10,02%. Untuk 16,5 %EGR penurunan  $\eta_v$  sebesar 9,12%. Untuk 13,9 %EGR penurunan  $\eta_v$  sebesar 8,6 %.

## BAB V

### PENUTUP

#### 5.1 KESIMPULAN

Dari penelitian pengaruh *venturi scrubber EGR (exhaust gas recirculation)* terhadap performa mesin, dapat diambil kesimpulan:

##### 1. Daya (P)

Yang mempengaruhi daya adalah beban dan rpm, semakin beban dan rpm meningkat, maka daya yang dihasilkan juga semakin besar, begitu juga sebaliknya. Untuk penggunaan EGR tidak begitu berpengaruh terhadap perubahan daya. Untuk prosentase kenaikan hasil perhitungan nilai daya 0% EGR dibandingkan dengan 13,9-20,9% EGR pada temperatur EGR 60 °C pada putaran 2500 rpm dapat dilihat pada tabel 5.1.

**Tabel 5.1** Hasil perhitungan daya 0% EGR dibandingkan 13,9-20,9% EGR

EGR	P (kW)	% kenaikan P
0%	8,409	0
13,9%	8,571	1,93
16,5%	8,580	2,03
19,7%	8,445	0,43
20,9%	8,418	0,11

##### 2. Tekanan efektif rata-rata ( BMEP)

bmepp dipengaruhi oleh torsi dan putaran mesin, untuk torsi dipengaruhi oleh beban. Beban didapatkan dari bukaan katub beban dan putaran mesin Untuk penggunaan EGR tidak berpengaruh terhadap perubahan daya. Untuk prosentase kenaikan hasil perhitungan nilai BMEP 0% EGR dibandingkan dengan 13,9-20,9% EGR pada temperatur EGR 60 °C pada putaran 2500 rpm dapat dilihat pada tabel 5.2.



**Tabel 5.2** Hasil perhitungan BMEP 0% EGR dibandingkan 13,9-20,9% EGR.

EGR	BMEP (kPa)	% kenaikan BMEP
0%	363,111	0
13,9%	370,094	1,93
16,5%	370,482	2,03
19,7%	364,663	0,43
20,9%	363,499	0,11

3.  $\phi$ , perbandingan (FAR aktual/stokiometri)

FAR tergantung dari laju aliran massa udara ( $\dot{m}_a$ ), dan laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ ). Nilai  $\dot{m}_f$  dan  $\dot{m}_a$  dipengaruhi oleh %EGR. FAR aktual jika dibandingkan dengan nilai FAR stoikiometri akan menghasilkan nilai  $\phi$ . Untuk prosentase penurunan hasil perhitungan nilai  $\phi$  0% EGR dibandingkan dengan 13,9-20,9% EGR pada temperatur EGR 60 °C pada putaran 2500 rpm dapat dilihat pada tabel 5.3.

**Tabel 5.3** Hasil perhitungan  $\phi$  0% EGR dibandingkan 13,9-20,9% EGR

EGR	$\phi$	% penurunan $\phi$
0%	0,615	0
13,9%	0,493	19,8
16,5%	0,461	25,04
19,7%	0,421	31,54
20,9%	0,409	33,49

4. Konsumsi bahan bakar

Konsumsi bahan bakar tergantung dari beban, laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ ) dan % EGR. Dimana  $\dot{m}_f$  dipengaruhi oleh %EGR, yang mana semakin besar nilai %EGR maka semakin kecil nilai  $\dot{m}_f$ . Bisa dikatakan *venturi scrubber* EGR berperan penting dalam menentukan nilai konsumsi bahan bakar spesifik, semakin besar %

EGR maka semakin kecil nilai konsumsi bahan bakar. Untuk prosentase penurunan hasil perhitungan nilai konsumsi bahan bakar 0% EGR dibandingkan dengan 13,9-20,9% EGR pada temperatur EGR 60 °C pada putaran 2500 rpm dapat dilihat pada tabel 5.4.

**Tabel 5.4** Hasil perhitungan konsumsi bahan bakar 0% EGR dibandingkan 13,9-20,9% EGR

EGR	Konsumsi Bahan bakar (ml/s)	% penurunan Konsumsi Bahan Bakar
0%	2,070	0
13,9%	1,627	21,44
16,5%	1,526	26,29
19,7%	1,390	32,85
20,9%	1,351	34,73

#### 5. Efisiensi bahan bakar ( $\eta_f$ )

$\eta_f$  tergantung dari bsfc dan  $Q_{HV}$ . Nilai  $\eta_f$  berbanding terbalik dengan nilai BSFC, semakin kecil nilai bsfc maka semakin besar nilai  $\eta_f$  (semakin besar % EGR maka semakin kecil nilai bsfc maka semakin besar % EGR maka nilai  $\eta_f$  akan semakin besar pula).  $Q_{HV}$  merupakan konstanta yang didapatkan dengan alat BOM kalorimeter. Untuk prosentase kenaikan hasil perhitungan nilai  $\eta_f$  0% EGR dibandingkan dengan 13,9-20,9% EGR pada temperatur EGR 60 °C pada putaran 2500 rpm dapat dilihat pada tabel 5.5.

**Tabel 5.5** Hasil perhitungan  $\eta_f$  0% EGR dibandingkan 13,9-20,9% EGR.

EGR	$\eta_f$ (%)	% kenaikan $\eta_f$
0%	10,695	0
13,9%	13,872	29,71
16,5%	14,805	38,43
19,7%	15,999	49,59
20,9%	16,402	53,36

#### 6. Efisiensi volumetrik ( $\eta_v$ )

$\eta_v$  tergantung dari  $\dot{m}_a$  dan N (rpm). Untuk prosentase penurunan hasil perhitungan nilai  $\eta_v$  0% EGR dibandingkan dengan 13,9-20,9% EGR pada temperatur EGR 60 °C pada putaran 2500 rpm dapat dilihat pada tabel 5.6.

**Tabel 5.6** Hasil perhitungan  $\eta_v$  0% EGR dibandingkan 13,9-20,9% EGR.

EGR	$\eta_v$ (%)	% penurunan $\eta_v$
0%	68,649	0
13,9%	65,239	4,97
16,5%	64,807	5,59
19,7%	63,218	7,91
20,9%	61,751	10,04

## 5.2 SARAN

1. Untuk mendapatkan hasil yang lebih maksimal, bukaan katub EGR dapat diperbesar lagi sehingga gas buang yang masuk lebih banyak mencapai maksimal 30%.
2. Untuk mendapatkan daya yang lebih besar maka pompa beban diganti dengan yang lebih besar
3. Agar bisa mengetahui kandungan  $NO_x$  maka dibutuhkan gas analyser untuk penelitian selanjutnya

## DAFTAR PUSTAKA

1. Asif Faiz, Walsh Michael P, Weaver Christopher S, "Air Pollution From Motor Vehicles, Standards and Technologies for Controlling Emissions", The World Bank Washington, D.C, USA, 1996.
2. Avinash Kumar Agrawal, Shrawan Kumar Singh, Shailendra Sinha, Mritunjay Kumar Shukla, *Effect of Egr on the Exhaust Gas Temperature And Exhaust*, Indian Institute of Technology, Kanpur, India, 2003.
3. Cengel, Dr. Yunus A, Afshin J Ghajar, *Heat and Mass Transfer*. United State of America, McGraw Hill, 1994.
4. Heywood, John B.L, "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", McGraw-Hill, Inc, United States of America, 1988.
5. Holman, J.P, "*Heat Transfer*", McGraw-Hill Book Co, Singapore, 1986.
6. Nan Li-Shou. "An Efficient Venturi Scrubber System to Remove Submicron Particles in Exhaust Gas" Industrial Technology Research Institute Hsincu, Taiwan, Republic of China.
7. Priambodo, Ir. Bambang, "*Operasi dan Pemeliharaan Mesin Diesel*", Jakarta: Erlangga, 1995.
8. Arismunandar, Wiranto dan Tsuda, Khoichi "*Motor Diesel Putaran Tinggi*" Jakarta, 1983
9. Perry, Robert H. and Green, Don W, [\*Perry's Chemical Engineers' Handbook\* \(Sixth Edition ed.\)](#), McGraw Hill, [ISBN 0-07-049479-7](#), 1984.
10. Reddy, Dr. Akepati, "*Scrubbing Systems*" Deptt. Analytical Services TCIRD, Thapar Technology Campus Patiala (PUNJAB) – 147 004
11. <http://www.energyefficiencyasia.org>
12. [http://en.wikipedia.org/wiki/Exhaust\\_gas\\_recirculation](http://en.wikipedia.org/wiki/Exhaust_gas_recirculation)
13. <http://www.lmnoeng.com/flow/Flow/OrificeGas.htm>

